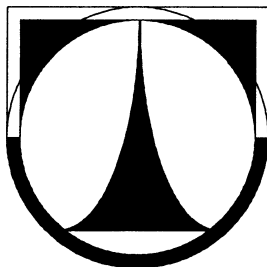


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ NAKLÁPĚNÍ SVAHOVACÍCH LŽIC
BAGRŮ TONÁŽE DO 30 T**

CONSTRUCTION OF TILTABLE DITCH CLEANING BUCKET FOR
EXCAVATORS UP TO 30 TONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

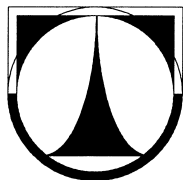
DAVID NOVOTNÝ

Květen 2008

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 23 – 02 – T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Kolové dopravní a manipulační stroje

KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ NAKLÁPĚNÍ SVAHOVACÍCH LŽIC**BAGRŮ TONÁŽE DO 30 T**

Diplomová práce

KSD – DP – 571

DAVID NOVOTNÝ

Vedoucí diplomové práce: Prof. Ing. Honců Jan, CSc

Konzultant diplomové práce: p. Doubek Miroslav, Triga MF, spol. s.r.o.

Počet stran: 54

Počet obrázků: 59

Počet příloh: 4

Počet výkresů: 21

Květen 2008

Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ NAKLÁPĚNÍ SVAHOVACÍCH LŽIC BAGRŮ TONÁŽE DO 30 T

Anotace

Práce se zabývá konstrukčním návrhem naklápění svahovacích lžíce pro zemní stroje. Jedná se o komplexní návrh od rešerše problematiky, přes výběr variant až po detailní návrh všech komponent. Pro vybrané díly budou provedeny výpočty pomocí metody konečných prvků.

Klíčová slova: rypadlo, svahovací lžíce, MKP (metoda konečných prvků), analýza

CONSTRUCTION DESIGN OF TILTABLE DITCH CLEANING BUCKET FOR EXCAVATORS UP TO 30 TONS

Annotation

The graduation theses is concerned with the design of tiltable ditch cleaning bucket for earthmoovers. It covers comprehensive proposal, which includes specific retrieval, option of alternatives and detailed design and construction of all components. The calculation of the selected segments is done by finite element method.

Key words: excavator, ditch cleaning bucket, FEM (finite element metod), analysis

Desetinné třídění: 621.879 – Rýpadla. Bagry. Exkavátory.

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno : 2008

Archivní označení zprávy: (nevyplňovat)

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....

podpis

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Prof. Ing. Honcům Jan, CSc za zájem, cenné rady a čas, který věnoval mé práci. Dále bych rád poděkoval mému konzultantovi p. M. Doubkovi, za konzultace a pomoc při řešení mého úkolu. Mé poděkování rovněž patří celé mé rodině, za podporu během celého studia.

Seznam použitých zkratk, symbolů a jednotek

Seznam zkratk

3D	- 3-Dimensional – trojrozměrný
CAD	- Computer Aided Design – počítačem podporovaná konstrukce
MKP	- Metoda Konečných Prvků
HMH	- podmínka plasticity – Huber, Mises, Hencky

Seznam symbolů a jednotek

R_{ax}	reakce v podpoře A ve směru osy X	[N]
R_{ay}	reakce v podpoře A ve směru osy Y	[N]
R_{by}	reakce v podpoře B ve směru osy Y	[N]
R_1	reakce v ložisku 1 ve směru osy Y	[N]
R_{1x}	reakce v ložisku 1 ve směru osy X	[N]
R_2	reakce v ložisku 2 ve směru osy Y	[N]
R_k	rypná síla	[N]
L	vylamovací síla	[N]
F	zatěžující síla	[N]
F_s	síla hydraulického válce násady	[N]
F_L	síla hydraulického válce lžíce	[N]
p	tlak v sekundárním okruhu stroje	[bar]
Q	objemový tok v sekundárním okruhu stroje	[lpm]
F_v	síla při vysouvání hydraulického válce	[N]
F_z	síla při zasouvání hydraulického válce	[N]
F_c	síla nutná k udržení vykloněné lžíce	[N]
G	tíhová síla	[N]
K	součinitel bezpečnosti	[-]
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_e	mez kluzu	[MPa]
E	Youngův modul pružnosti v tahu	[MPa]
μ	poissonovo číslo	[-]

g	tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
S	plocha	$[mm^2]$
a, b, c, d, e	základní rozměry naklápění	$[mm]$
p_d	dovolený tlak	$[MPa]$
α	úhel vyklonění lžice	$[^\circ]$
R_t	vzdálenost těžiště od osy otáčení	$[mm]$
X	rameno tíhové síly G	$[mm]$
C_{II}	součinitel míjivého charakteru zatížení	$[-]$
D	průměr čepu naklápění	$[mm]$
R	délka páky naklápění	$[mm]$
L	délka hydraulického válce ve střední poloze	$[mm]$
L_{min}	délka hydraulického válce v zasunuté poloze	$[mm]$
L_{max}	délka hydraulického válce ve vysunuté poloze	$[mm]$
$\sigma_{t_{DOV}}$	dovolené napětí v tahu	$[MPa]$
$\sigma_{o_{DOV}}$	dovolené napětí v ohybu	$[MPa]$
$\tau_{s_{DOV}}$	dovolené napětí ve smyku	$[MPa]$
k	šířka ložiska	$[mm]$
d_ξ	průměr čepu uchycení hydraulického válce	$[mm]$
t	síla plechu úchytného oka hydraulického válce	$[mm]$

Obsah

1 Úvod	11
1.1 <i>Cíle a postup řešení diplomové práce</i>	12
2 Rešerše	13
3 Návrh variant řešení	17
3.1 <i>Naklápění rotačním hydromotorem</i>	17
3.2 <i>Naklápění přímočarým hydraulickým válcem</i>	18
3.3 <i>Výběr varianty</i>	19
4 Technicko – ekonomické zhodnocení	20
5 Konstrukce	21
5.1 <i>Materiály</i>	23
5.1.1 <i>Mechanické vlastnosti materiálu 11523.1</i>	23
5.1.1.1 <i>Výpočet dovoleného napětí</i>	23
5.1.2 <i>Mechanické vlastnosti materiálu 423018</i>	24
5.2 <i>Zatěžující síly</i>	24
5.2.1 <i>Rypná a vylamovací síla</i>	24
5.2.2 <i>Síla od hydraulického válce při vyklápění</i>	26
5.2.3 <i>Klíčové body namáhání</i>	27
5.2.4 <i>Statické uvolnění</i>	28
5.2.5 <i>Síly působící na konzolu</i>	28
5.2.6 <i>Síly působící na čep a náboj otáčení</i>	30
5.3 <i>Návrh a kontrola čepu</i>	31
5.4 <i>Návrh a kontrola kluzných ložisek náboje</i>	31
5.5 <i>Návrh hydraulických komponent</i>	32
5.6 <i>Návrh a kontrola čepů uchycení hydraulických válců</i>	34
5.7 <i>Návrh a kontrola svarových spojů</i>	35
6 Tvorba 3D modelu	37
7 Pevnostní analýza užitím MKP	37
7.1 <i>Volba materiálových hodnot</i>	38
7.2 <i>Okrajové podmínky</i>	39
7.3 <i>Pevnostní analýza svařence náboje</i>	39
7.4 <i>Pevnostní analýza konzolí</i>	45
7.4.1 <i>Konzola A</i>	45
7.4.2 <i>Konzola B</i>	48

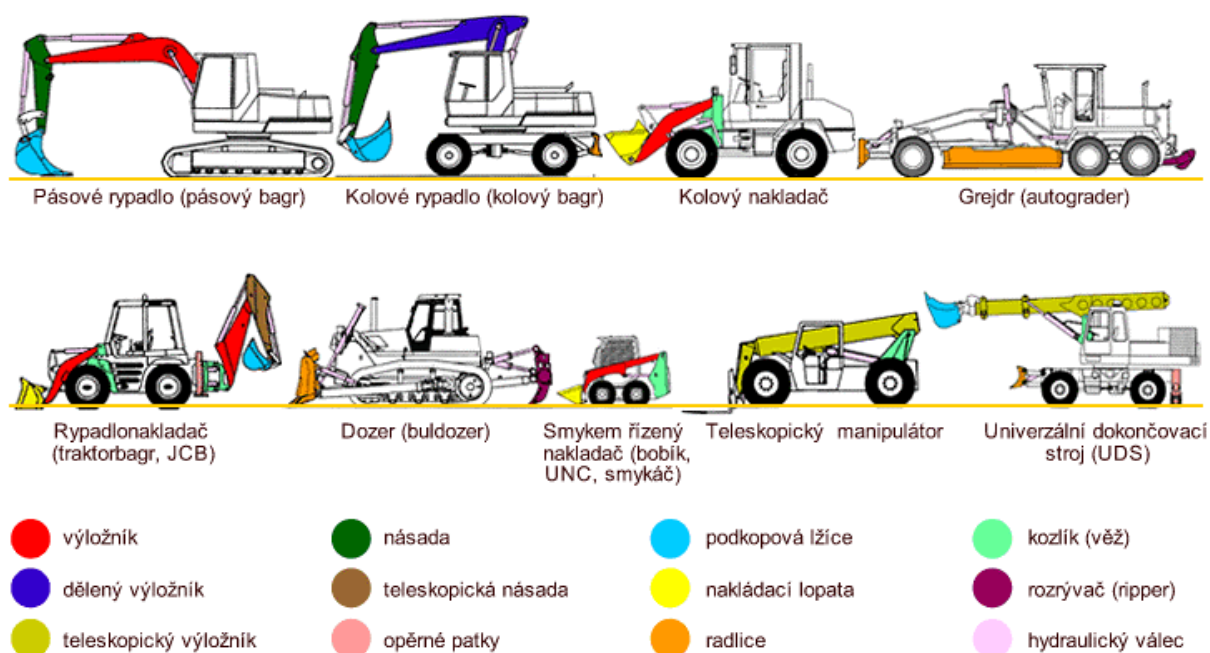
8 Shrnutí výsledků.....	51
9 Závěr.....	52
Seznam použité literatury.....	53
Seznam použitých internetových stránek.....	53
Použitý software.....	53
Seznam příloh.....	54
Seznam výkresové dokumentace.....	54

1 Úvod

Tato práce vychází z požadavku společnosti TRIGA-MF, spol. s r.o. doplnit nabídku svých výrobků o naklápenou svahovací lžíci.

Společnost TRIGA-MF, spol. s r.o. vznikla v roce 1994 a od té doby se zabývá vývojem, výrobou a prodejem přídatného zařízení pro stavební stroje, dále pak speciálního servisního nářadí pro automobilový průmysl a hydraulických komponentů. Svou produkcí zaujímá přední místo na průmyslovém trhu v ČR.

Výběr správného příslušenství k zemnímu stroji – rypadlu je stejně důležitá jako výběr rypadla samotného pro určitou práci kterou bude chtít uživatel vykonávat. Na obr. 1 je základní rozdělení zemních strojů, kterých se týká problematika výměnného příslušenství jako jsou lžíce a lopaty. Zároveň je na obrázku znázorněno názvosloví.



Obr. 1 Rozdělení zemních strojů [<http://cs.wikipedia.org>]

1.1 Cíle a postup řešení diplomové práce

V diplomové práci postupuji podle zadání od školy a zadání společnosti TRIGAMF, spol. s r.o.. Za svůj cíl si kladu navrhnout naklápění svahovací lžíce, které by jako výrobek bylo konkurence-schopné a bylo by přínosem pro firmu a zároveň aby bylo řešení věcně správné.

Svou práci jsem si rozdělil do následujících bodů :

- I. Získat co nejvíce informací o konstrukci lžic pro bagry, o naklápění těchto lžic a celkově se seznámit s problematikou a prostředím práce zemních strojů
- II. Zpracovat rešerši
- III. Navrhnout varianty
- IV. Provést rozbor navržených variant s ohledem na technicko-ekonomickou efektivnost a vybrat optimální variantu.
- V. Zpracovat dokumentaci
 - 3D model
 - Pevnostní výpočty klíčových dílů
 - Výkresovou dokumentaci

2 Rešerše

Pro úspěšné splnění zadání, tedy konstrukci naklápění svahovací lžíce považuji za nutné seznámit se s problematikou zemních strojů obecně. Dále je podle mě důležité seznámit se zhruba s druhy zemních strojů a také jejich příslušenství a jejich funkcemi.

Jak jsou zemní stroje zhruba rozděleny je uvedeno v obr.1. Toto rozdělení není však ucelené, protože na trhu zemní techniky je také mnoho speciálních a jednoúčelových strojů.

Z hlediska konstrukce naklápění svahovací lžíce (dále již jen „lžíce“) jsem se zajímal především o stroje, pro které je tato lžíce určena, jsou to :

- pásová rypadla
- kolová rypadla
- traktorbagry

Pro další práci bylo nutné shromáždit množství údajů o jednotlivých strojích.

Vybral jsem tedy tři přední výrobce zemní techniky-rypadel a to :

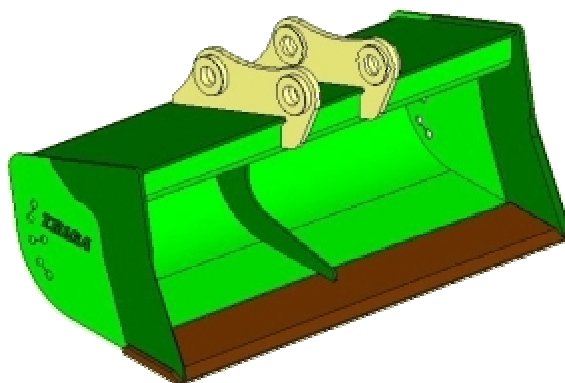
- Caterpillar
- JCB
- Komatsu

Od těchto výrobců jsem shromáždil podklady k jednotlivým strojům a ty shrnul do tabulky základních parametrů která je uvedena v příloze. Zemní stroje se většinou hrubě dělí podle celkové tonáže, přijal jsem tedy systém používaný ve společnosti TRIGA-MF, spol. s r.o. která má stroje rozděleny do tříd dle tab.1.

Tab. 1 Rozdělení strojů do tříd dle tonáže

Třída	Hmotnost od [t]	Hmotnost do [t]
Třída 0	0,0	0,9
Třída 1	0,9	1,8
Třída 2	1,8	2,9
Třída 3	2,9	4,1
Třída 4	4,1	5,5
Třída 5	5,5	8,5
Třída 6	8,5	12,0
Třída 7	12,0	15,5
Třída 8	15,5	19,5
Třída 9	19,5	24,5
Třída 10	24,5	30,5
Třída 11	30,5	40,0
Třída 12	40,0	50,0

Na obr. 2 je 3D model svahovací bez naklápění lžíce z nabídky fy. TRIGA-MF, spol. s r.o.



Obr. 2 3D model svahovací lžíce bez naklápění [www.triga.cz]

Dle zadání se moje DP týká strojů do desáté třídy včetně. Po dohodě s konzultantem jsem výše uvedené třídy sjednotil po dvou do pěti, jak je uvedeno v tab. 2.

Tab. 2 Sjednocení tříd

Třída Lžíce (Triga)
SL2 1,8 – 2,9 t
SL4 4,1 – 5,5 t
SL6 8,5 – 12 t
SL8 15,5 – 19,5 t
SL10 24,5 – 30,5 t

Toto sjednocení jsem provedl s tím úmyslem, že jedna navržená lžíce s naklápěním bude vyhovovat dvěma třídám strojů. Má to zejména ekonomické a provozní důvody. Do tabulky parametrů jsou soustředil následující údaje:

- Výrobce (např. CAT)
 - Třída lžíce (např. SL2)
 - Typové označení stroje (např. 301.5,6,7)
 - Tlak v sekundárním hydraulickém okruhu - p
 - Objemový tok v sekundárním hydraulickém okruhu - Q
 - Maximální rypná síla - R_k
 - Maximální vylamovací síla - L
 - Typ stroje (např. traktorbagr)

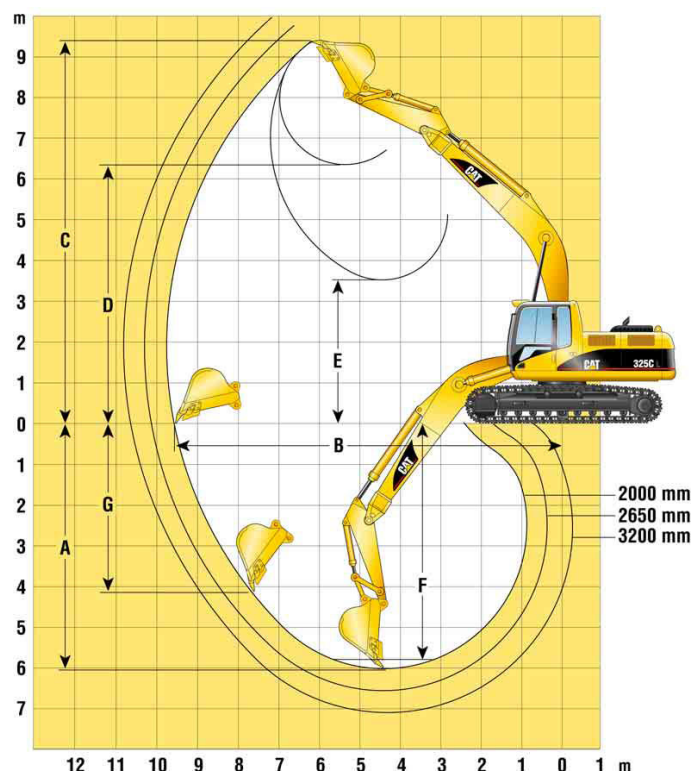
Některé stroje nemusí být vybaveny sekundárním hydraulickým okruhem, takže systém naklápění nelze připojit. Tlak a objemový tok slouží k volbě hydraulických komponent a rypná a vylamovací síla je potřeba k pevnostnímu návrhu zařízení. Výrobci ve svých propagačních materiálech, ze kterých jsem čerpal, neuvádí často parametry sekundárního okruhu jednoznačně. Dle zvyklostí ve společnosti Triga – MF, spol. s.r.o. se uvažuje maximální tlak v sekundárním okruhu 250 bar a objemový tok 20 lpm.

Z výše uvedeného jsem sestavil tabulku tab. 3 kde jsou již jen maximální hodnoty příslušných parametrů pro jednotlivé třídy lžíc.

Tab. 3 Přehled sil podle tříd

Třída Lžice	Max.rypná síla R_k			Max.vylamovací síla L		
	JCB	CAT	Komatsu	JCB	CAT	Komatsu
SL2 1,8 - 2,9 t	17kN	13,9kN	13,6kN	28kN	22kN	18,8kN
SL4 4,1 - 5,5 t	26,1kN	27,6kN	24,7kN	42,2kN	42kN	39
SL6 8,5 - 12 t	38,2kN	58kN	42,2kN	63,2kN	80kN	73,6kN
SL8 15,5 - 19,5 t	71,6kN	113kN	x	118,4kN	132kN	x
SL10 24,5 - 30,5 t	143,2kN	182kN	x	158kN	192kN	x

Každý výrobce pro svoje rypadlo dává charakteristiku pracovní oblasti, která popisuje geometrii násady a výložníku, jak je vidět na obr. 3.



Obr. 3 Charakteristika pracovní oblasti rypadla CAT 325c (30,5t) [<http://p-z.cz>]

V problematice zemních strojů má své místo i oblast parametrů hornin a jejich třídění. Každá hornina má určité technologické vlastnosti, mezi než patří zejména soudržnost hornin, rozpojitelnost a třídění hornin, objemové hmotnosti („hustota“) hornin a jejich nakypření.

Hornina je dle ČSN 733050 *Zemní práce* nadřazený pojem pojmu Zemina. Horniny se dělí na soudržné (jíl, mokrá hlína) a nesoudržné nebo částečně soudržné (písek, štěrky).

Dle výše uvedené normy se horniny třídí do sedmi tříd podle rozpojitelnosti jak je uvedeno v tab.4.

Tab. 4 Třídy hornin

1.třída	lehko rozpojitelné - písčitá hlína nebo písek
2.třída	lehko rozpojitelné ale tužší - kypré zeminy, štěrkopísek
3.třída	středně rozpojitelné - písčité jíly
4.třída	horniny soudržné, těžko rozpojitelné - hrubý štěrk (zrna 10-25 cm)
5.třída	lehko rozpojitelné rozrušovacími pracemi - hrubý štěrk (kameny do 0,1 m ³)
6.třída	těžko rozpojitelné trhacími pracemi - hrubý štěrk (balvany nad 0,1 m ³)
7.třída	horniny velmi obtížně rozpojitelné trhacími pracemi - žuly, ruly, čediče

Problematiku objemových hmotností zůžím pouze na převzatou tabulku – viz. tab. 5.

Tab. 5 Objemové hmotnosti hornin

Třída hornin	Orientační objemová hmotnost v rostlém stavu [kg/m ³]	Orientační objemová hmotnost v nakypřeném stavu [kg/m ³]
1 a 2	1610	1400
3	1770	1500
4	1830	1500
5	1950	1500
6	2250	1640
7	2570	1740

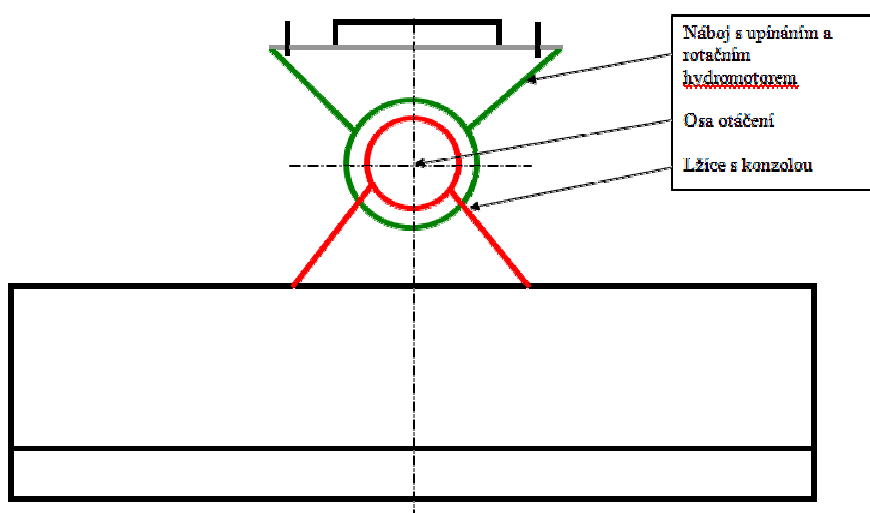
Pro potřeby návrhu naklápěné svahovací lžíce uvažuji horninu třídy 5 v rostlém stavu. Volbou této horniny mám na mysli vystižení extrémního stavu – s ohledem na zatížení.

3 Návrh variant řešení

Přáním společnosti TRIGA-MF, spol. s r.o. bylo zvážit a zhodnotit dvě varianty naklápění. Na základě rešerše a seznámení se s nabídkou konkurenčních výrobců na poli příslušenství k zemním strojům jsem navrhl dvě koncepce naklápění. Obě varianty jsou dnes běžně používané a každá má své výhody i nevýhody.

3.1 Naklápění rotačním hydromotorem

Na korpus lžíce je upevněna nástavba ke které je přišroubována příruba speciálního rotačního hydromotoru a samotný hydromotor je upevněn na celek s upínáním. Lžíce je naklápěna samotným natočením hydromotoru, schéma je na obr. 4.



Obr. 4 Schéma naklápění rotačním hydromotorem

BV - Serie

Pracovní tlak do 150 bar
Max. krouticí moment do
33 200 Nm
Brzdňý moment do 63 200 Nm
Špičkový tlak do 190 bar



Obr. 5 Rotační hydromotor fy. HKS [www.hks-partner.com]

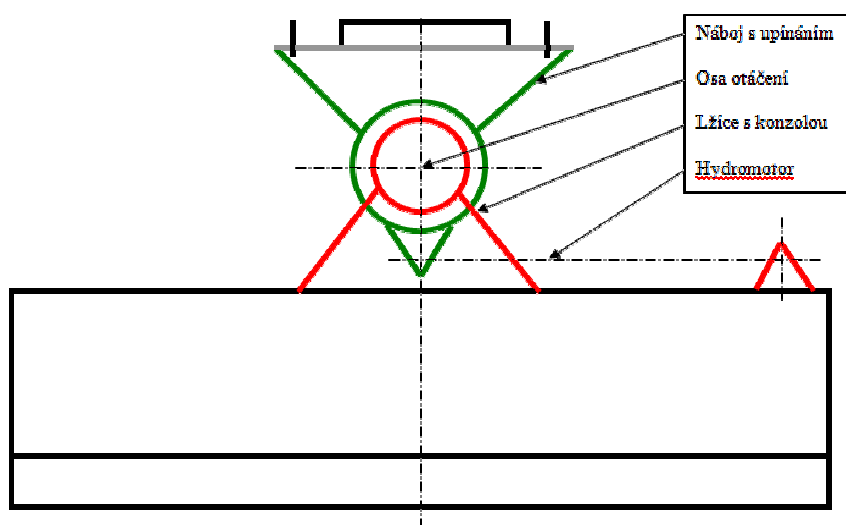
Na obr. 6 je rotační hydromotor v provedení jako samostatně přídavné naklápění, které je vloženo jako mezikus mezi standardní lžíci a upínání.



Obr. 6 Rotační hydromotor [www.bagry.cz]

3.2 Naklápění přímočarým hydraulickým válcem

Na korpus lžíce je taktéž upevněna nástavba s oky na provlečení čepu a dále je na lžíci připevněno oko pro uchycení jednoho konce horizontálně umístěného hydraulického válce. Na celek upínání je upevněn náboj kterým prochází čep otáčení. Součástí náboje je také páka pro uchycení druhého konce hydraulického válce. Vysouváním a zasouváním hydraulického válce se lžíce přes zmíněnou páku naklápí, obvykle v úhlu do 45° na každou stranu. Schéma je na obr. 7.



Obr. 7 Schéma naklápění přímočarým hydromotorem



Obr. 8 Dvěma přímočarými hydromotory naklápěná svahovací lžíce [foto: autor]

3.3 výběr varianty

Vybral jsem variantu uvedenou v kapitole 3.2, tedy naklápění přímočarým hydraulickým válcem a to z důvodů zejména ekonomických. Výhodu rotačního hydromotoru shledávám v jeho možné aplikaci i na úzké lžíce (např. podkopové, viz obr. 9), naopak v případě široké svahovací lžíce toto opodstatnění nevidím. V kapitole 4 uvádím podrobnější rozbor.



Obr. 9 Podkopová lžíce naklápěná rot. hydromotorem [www.bagry.cz]

4 Technicko – ekonomické zhodnocení

Zvolil jsem variantu s přímočarým hydraulickým válcem zejména s ohledem na jeho cenu v porovnání s cenou rotačního hydromotoru. Celková cena výrobku za který je nabízen na trhu významně ovlivňuje jeho konkurence-schopnost. Z pohledu naklápěné svahovací lžíce jsou klíčovým prvkem hydraulické součásti, které významně navyšují cenu výrobku. Rozdíl bude partný zejména v přímém porovnání ceny naklápěné a nenaklápěné svahovací lžíce. Velká část tohoto rozdílu pravděpodobně připadne na hydraulické součásti naklápění, tedy buď na rotační hydromotor nebo přímočarý hydraulický válec.

Z cenové nabídky fy. Parker, uvedené v příloze je zřejmé, že přímočaré hydraulické válce řady 250 bar o průměrech pístu 50/63/80 mm se pohybují v cenové hladině 10000 Kč bez DPH.

Cenová nabídka fy. Hydroma uvádí orientační ceny rotačních hydromotorů, které se pohybují v řádech desetitisíců až statisíců korun. Konkrétně pro třídu lžic SL 10, kde by byl potřeba k natočení lžíce moment 13036Nm, odpovídá rotační hydromotor HKS BV 205 S3205 s max. momentem 16000Nm. Jeho cena je 3748,5€, což je přibližně 96000 Kč bez DPH.

Za další výhodu přímočarých hydraulických válců považuji oddělení funkce naklápění a přenosu sil. Síly jsou přenášeny jednoduchým čepem a kluznými ložisky, v případě poškození snadno vyměnitelnými. Hydraulický válec je zatěžován pouze v jeho ose.

Rotační hydromotor zajišťuje zároveň přenos sil i funkci natáčení. Celkově se jedná dle mého názoru o choulostivější zařízení.

Je zřejmé, že naklápění lžíce značně zlepšuje dosah rypadla, beze změny pozice jeho samotného. Toto zvýšení efektivity práce se pozitivně promítá ve zvýšení pracovní výkonnosti proti stroji se lžící pevnou.

5 Konstrukce

Po dohodě s konzultantem jsem se v návrhu soustředil na hmotnostní třídu SL 10. Navrhl jsem konstrukci naklápění tak, aby bylo možno použít co nejvíce stávajících dílů samotné lžice a upínání. Naklápěná svahovací lžice se skládá ze samotné lžice, ke které jsou přivařeny konzole s oky pro uchycení čepu, čepu a náboje s žebry, upínací deskou a upínáním pro rychloupínač.

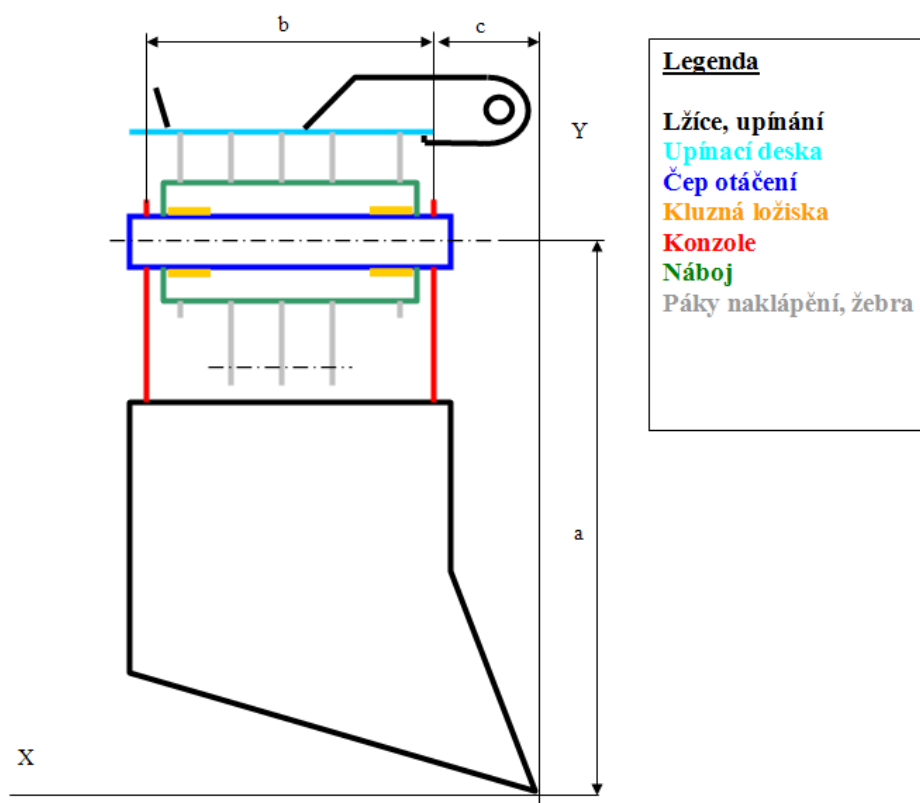
Konzola je výpalek z tlustostěnného plechu s navařenými kroužky v okolí uchycení čepu pro rozložení měrného tlaku. Ke konzoli A (viz obr. 14) budou přivařeny dvě výztuhy. Čep je soustružený, jednoduchého válcového tvaru, navržen bez zbytečných vrubů snižujících únavovou pevnost. Na jednom konci je čep opatřen přivařenou příložkou, která zapadne do protikusu na konzoli. Tato příložka slouží proti pootočení čepu za provozu i při sestavování či údržbě. Na druhém konci čepu je vyroben závit a otvor pro závlačku. Čep je utažen přes podložku korunovou maticí která je následně zajištěna závlačkou.

Náboj je soustružením vyrobený válec s průchozím otvorem, opatřený osazením pro kluzná ložiska. Mezi kluznými ložisky je prostor pro náplň plastického maziva, které bude doplňováno maznicí.

Upínací deska spojuje standardní upínání a náboj s žebry a pákami naklápění. Žebra a páky jsou taktéž výpalky z plechu navlečené na náboj a přivařené. Konstrukce dále obsahuje úchytná oka přivařená na lžici a k nim náležící čepy pro uchycení hydraulického válce.

Navrhuji použití dvou hydraulických válců stejného typu, umístěných symetricky k ose otáčení. Dva válce navrhuji proto, že každý z nich vyvozuje rozdílnou sílu při vysouvání a zasouvání. Při použití jednoho válce by bylo nutno navrhovat válec na základě síly při zasouvání, která je menší. Vznikla by tím nerovnováha sil při naklápění vpravo/vlevo.

Naklápění bude dále obsahovat hydraulický zámek, který bude sloužit k aretaci v nastavené poloze a bude nedílnou součástí naklápěné lžice. Hadice k vedení hydraulické kapaliny je nutné umístit tak, aby se minimalizovalo riziko jejich poškození. Konce hadic budou opatřeny standardizovanými rychlospojkami a umístěny na upínací desce. Schéma navržené konstrukce je na obr. 10.



Obr. 10 Schéma konstrukce

Na výše uvedeném obrázku jsou vyznačeny základní kóty, které jsou potřeba k výpočtu silových reakcí na čepu. Kóta „a“ je určena zejména délkou ramene páky kterou je lžíce naklápěna.

Konečné tvary a rozměry jednotlivých dílů naklápění jsou výsledkem mé optimalizace o několika krocích. Tato optimalizace byla prováděna zejména s ohledem na vhodné využití vlastností materiálů, zachování přiměřené hmotnosti a výrobních nákladů.

Při návrhu jsem postupoval následovně :

- Navrhl jsem koncepci naklápění – tedy konzoli, čep a náboj s ložisky a upínáním
- Z předběžných rozměrů (kóty a, b, c) a zatěžující síly jsem určil zatížení čepu
- Navrhl jsem rozteč ložisek a výpočtem určil min. průměr čepu
- Dále jsem navrhl rozměry náboje, počet a tvar žebra a tuto sestavu dílů jsem podrobil analýze v systému MKP ProMechanica
- Dalším krokem byl návrh konzole a opět její analýza v systému MKP

5.1 Materiály

Díly svařované konzoly navrhuji vyrobit z materiálu 11523.1 – konstrukční ocel třídy 11. Tento materiál je dlouhodobě používán ve firmě Triga pro výrobu skeletů lžic, a to zejména pro její mechanické vlastnosti a zaručenou svařitelnost.

Chemické složení je v tab. 4.

Tab.4 Chemické prvky obsažené v oceli 11523 [4]

Prvek	Obsah [%]
C	0,2
Mn	1,6
Si	0,55
P	0,05
S	0,045

Pro kluzná ložiska navrhuji použít materiál cínový bronz ČSN 423018 CuSn8. Alternativně lze navrhnout zakružovaná kluzná pouzdra s kluznou vrstvou na bázi PTFE z nabídky výrobců ZVL či Glacier.

5.1.1 Mechanické vlastnosti materiálu 11523.1

Pro tento materiál, konkrétně stav 11523.1 válcované za tepla, normalizačně žíhané, dodávané jako tlusté plechy tl. 16-40 mm, je uvedena minimální hodnota meze kluzu $R_e=345$ MPa a mez pevnosti v tahu $R_m=490-630$ MPa.

5.1.1.1 Výpočet dovoleného napětí

Jak uvádí [1], pracovní zatížení strojních součástí a zařízení nesmí zpravidla dosáhnout úrovně, při které vznikají plastické deformace. Aby se zamezilo náhodným přetížením konstrukce a přihlédlo k výrobním nepřesnostem zavádí se součinitel bezpečnosti K .

Pro následující dovolená napětí je počítáno se součinitelem bezpečnosti $K=1,5$.

$$\sigma_{t_{DOV}} = \frac{Re}{K} = 230 \text{MPa}$$

$$\sigma_{o_{DOV}} = \frac{Re}{K} = 230 \text{MPa}$$

$$\tau_{s_{DOV}} = 0,6 \times \frac{Re}{K} = 138 \text{MPa}$$

5.1.2 Mechanické vlastnosti materiálu 423018

Cínový bronz CuSn8 je slitina mědi, cínu a dalších prvků. Vyznačuje se dostatečnou pevností. Jak uvádí [2], lze u 8% cínového bronzu dosáhnout pevnosti až 400 MPa. [2] dále uvádí další dobré vlastnosti této slitiny jako dobrá odolnost proti korozi, nízký součinitel tření a dobrou tvárnost za studena.

5.2 Zatěžující síly

5.2.1 Rypná a vylamovací síla

Jak uvádí [3], rypná síla na břitu (či zubech) lžíce je vyvolána činností hydromotoru násady a příslušných ramen, viz obr. 5,

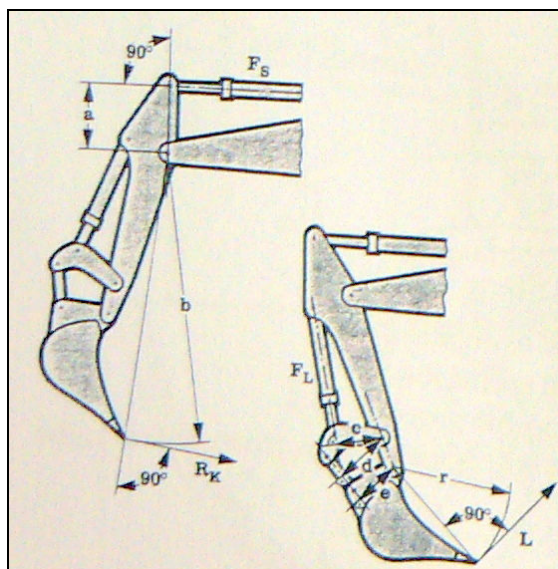
$$Rk = \frac{Fs \cdot a}{b} \quad (1)$$

Ve vztahu (1) je F_s síla vyvozená hydromotorem násady, "a" značí vzdálenost úchytného bodu hydromotoru násady a otočného kloubu násady s výložníkem, "b" udává vzdálenost otočného kloubu a břitu (hrotu zubů).

Vylamovací síla L (2) je vyvolána výhradně silou hydromotoru lžíce F_L , procházející ve směru kolmém ke spojnici osy otáčení lopaty na násadě a špičce břitu (zubů) působící ve smyslu pohybu lžíce, tedy

$$L = \frac{c \cdot e}{d} \cdot \frac{F_L}{r}, \quad (2)$$

přičemž rozměry jsou zřejmé z obr. 11.



Obr. 11 Definice rypné a vylamovací síly [3]

Vylamovací sílu L budu uvažovat pro pevnostní výpočty. Při zpracovávání své rešerše jsem došel k závěru, že výrobcem udávané vylamovací síly jsou o cca 5% vyšší než síly rypné. Použitím vylamovací síly se snažím postihnout nejnepříznivější případ zatížení. Vycházím z předpokladu, že síla působí rovnoběžně s osou čepu otáčení na celou šířku břitu. S odchylkou cca 2° to odpovídá výše uvedené definici, kdy síla působí kolmo ke spojnici osy otáčení lopaty na násadě a špičce břitu (zubů).

Vylamovací sílu budu nadále označovat F . Její velikost vychází z tab. 3, pro třídu SL 10, bagry do 30,5 tuny je velikost síly 192kN. Vzhledem k těžko předvídatelnému charakteru zatížení zavedu součinitel CII , který obecně charakterizuje míjivý průběh namáhání. V daném případě má funkci zvýšení součinitele bezpečnosti K . Hodnotu součinitele $CII=0,85$ pro materiály do 11500 včetně uvádí [5].

$$F = \frac{L}{CII} = \frac{192000}{0,85} = 225882N \quad (3)$$

Pro úplnost uvádím, že byť jsou vylamovací a rypná síla literaturou definovány, každý výrobce jak strojů tak příslušenství je chápe jinak.

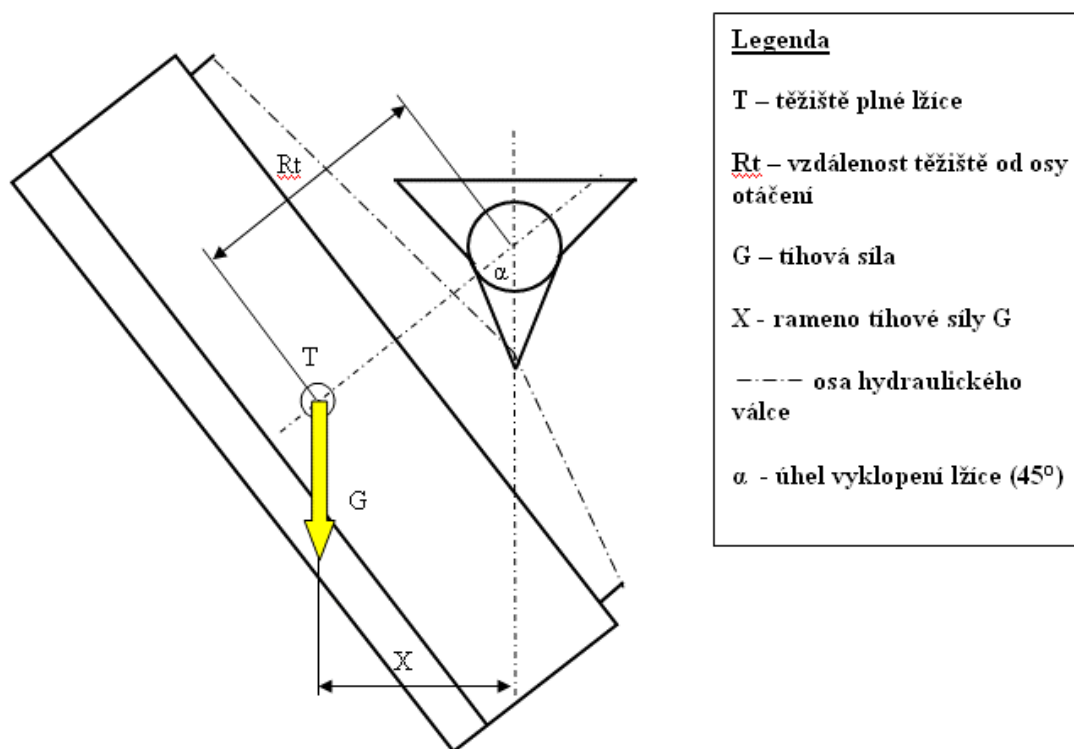
5.2.2 Síla od hydraulického válce při vyklápění

Pro volbu vhodného hydraulického válce je potřeba znát sílu potřebnou k vyklonění lžíce. Po krocích uvedených v kapitole 5, kdy jsem navrhl základní rozměry jsem si zvolil velikost ramene páky naklápění $R=250$ mm a navrhl maximální úhel vyklonění lžíce 45° . V prostředí CAD systému Inventor jsem vytvořil náplň 3D modelu lžíce o příslušném objemu a hustotě. Zmíněný 3D model lžíce mi byl poskytnut společností Triga – MF spol. s.r.o. v neutrálním formátu „STEP“. CAD systém Inventor umožňuje spočítat souřadnice těžiště. Této možnosti jsem využil a zjistil tak vzdálenost těžiště od osy otáčení R_t , jak je vidět na obr. 12.

Na výpočtu síly jsem postupoval následovně :

- Stanovil jsem vzdálenost těžiště plné lžíce od osy otáčení
- V těžišti uvažuji působení tíhové síly, která vytváří k ose otáčení moment
- Tento moment je třeba překonat pomocí momentu na náboji – tento moment je vytvořen silou od hydromotoru působící na rameni páky naklápění

Opět uvažuji nejhorší možný případ, kdy je lžíce plná zeminy a je potřeba ji vyklopit o plný úhel 45° .



Obr. 12 Schéma pro výpočet síly od hydromotoru

Je-li:

celková hmotnost lžíce a náplně zeminou..... $m=3164\text{kg}$,

tíhové zrychlení..... $g=9,81\text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$,

vzdálenost těžiště plné lžíce od osy otáčení..... $Rt=0,6\text{m}$,

délka páky nakládání..... $R=0,25\text{m}$,

pak

$$G = m \cdot g = 3164 \cdot 9,81 = 31039\text{N},$$

$$X = Rt \cdot \sin \alpha = 0,6 \cdot \sin 45^\circ = 0,42\text{m},$$

$$M = G \cdot X = 31039 \cdot 0,42 = 13036\text{Nm}.$$

Síla od hydraulických válců nutná k vyklonění

$$F_c = \frac{M}{R} = \frac{13036}{0,25} = 52146\text{N}.$$

5.2.3 Klíčové body namáhání

Klíčovými body namáhání mám na mysli ty konstrukční uzly, které bude nutno podrobit výpočtu s ohledem na dodržení maximálních hodnot napětí tak, aby nebyla překročena stanovená hodnota bezpečnosti.

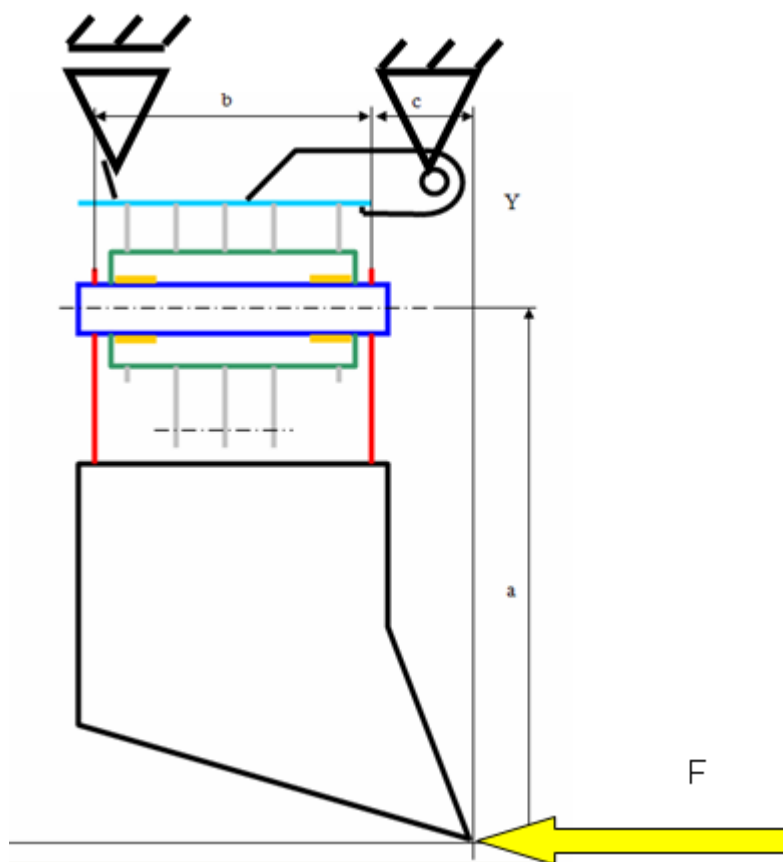
Za klíčové body na konstrukci nakládání svahovací lžíce považuji následující :

- Čep otáčení
- Náboj s žebry a pákami nakládání
- Kluzná ložiska
- Konzole
- Čepy pro upevnění hydraulických válců

5.2.4 Statické uvolnění

Cílem statického uvolnění je určit na základě dané zatěžující síly vnitřní silové účinky, které působí na jednotlivé díly konstrukce. Výsledné reakční síly budou použity jako vstupní zatížení pro kontrolu a návrh jednotlivých součástí.

Uvažoval jsem případ, kdy celek lžice je pevně uchycen za upínání a na břit lžice působí zatěžující (tzv. vylamovací) síla, po celé šířce břitu spojitě rozložena, jak je znázorněno na obr. 13.



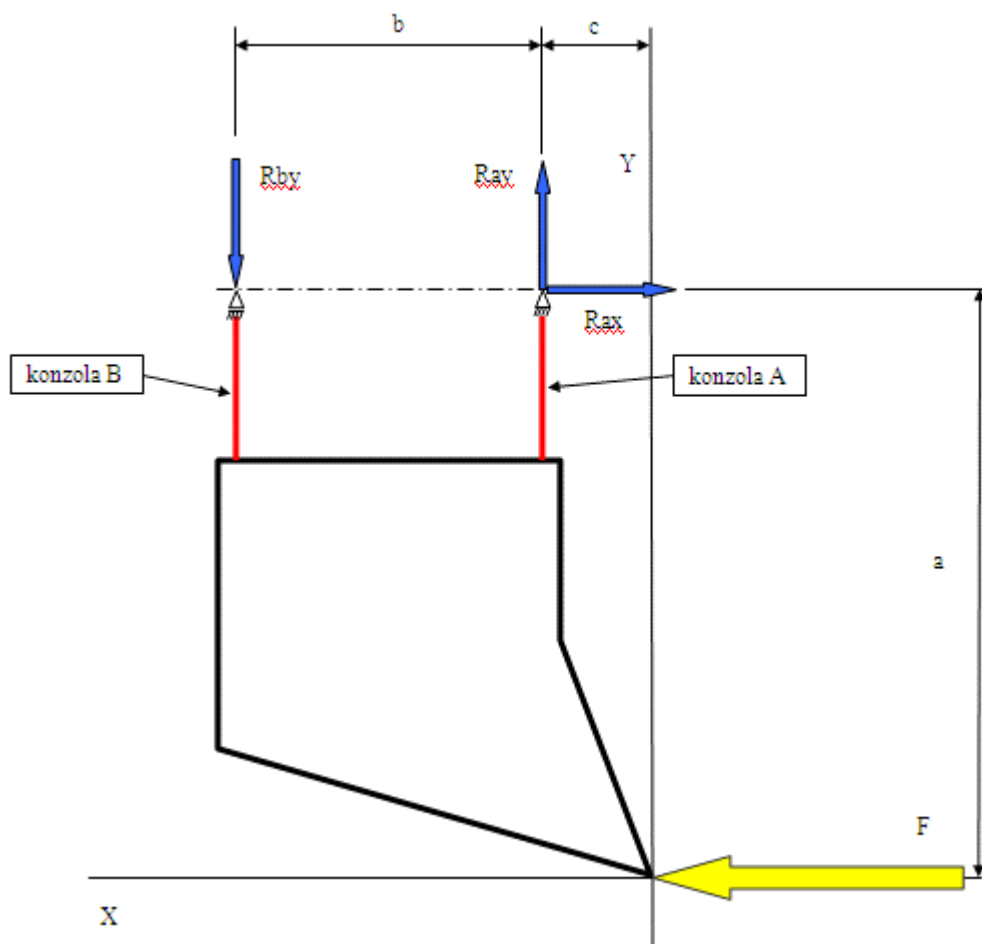
Obr. 13 Model zatížení

5.2.5 Síly působící konzolu

Lžici s konzolami jsem uvolnil a do míst uchycení čepu jsem umístil podpory, jak je to zřejmé z obr. 14. V podporách působí reakce R_{ax} , R_{ay} a R_{by} . Pro účely pevnostní analýzy pomocí MKP budu uvažovat situaci, kdy reakce R_{ax} bude působit na konzole A i B. Velikost síly se rozdělí dvěma, tedy $R_{ax}/2$.

Tab. 5 Navržené základní rozměry

Rozměry [m]	
a=	1,123
b=	0,47
c=	0,129
d=	0,0725
e=	0,325



Obr. 14 Schéma reakcí v konzolích

Sestavil jsem tři rovnice rovnováhy takto :

$$X : F - R_{ax} = 0,$$

$$Y : -R_{by} + R_{ay} = 0,$$

$$M_a : F \cdot a - R_{by} \cdot b = 0,$$

$$R_{ax} = F = 225882 \text{ N},$$

$$R_{by} = \frac{F \cdot a}{b} = \frac{225882 \cdot 1,123}{0,47} = 539715 \text{ N},$$

$$R_{ay} = R_{by} = 539715 \text{ N}.$$

5.2.6 Síly působící na čep a náboj otáčení

Pro pozdější analýzy v prostředí MKP je potřeba zjistit silové zatížení čepu a náboje. Uvažoval jsem náboj otáčení pevně upnutý za upínání a v místech upnutí čepu v konzolách působící reakce R_{ax}, R_{ay} a R_{by} . Výsledkem výpočtu budou reakce R_1, R_2 působící v místech kluzných ložisek, v polovině jejich délky. Reakce R_{1x} bude zachycena mezikruhovou plochou náboje. Schéma viz. obr. 15, 16, v tab. 5 jsou základní rozměry.

Opět jsem sestavil tři rovnice rovnováhy :

$$X : R_x - R_{ax} = 0,$$

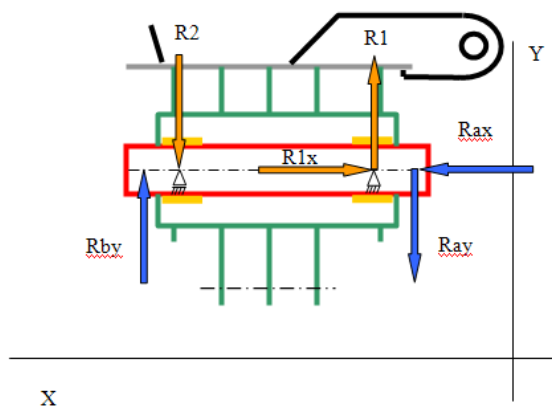
$$Y : R_{by} - R_2 + R_1 - R_{ay} = 0,$$

$$M_2 : -R_{by} \cdot d + R_1 \cdot e - R_{ay} \cdot (e + d) = 0,$$

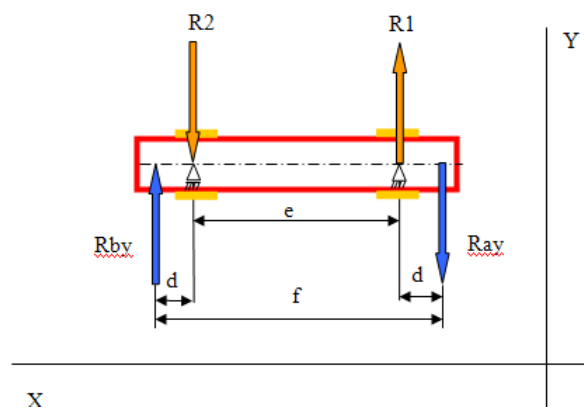
$$R_{1x} = R_{ax} = 225882N,$$

$$R_1 = \frac{R_{by} \cdot d + R_{ay} \cdot (e + d)}{e} = \frac{539715 \cdot 0,0725 + 539715 \cdot (0,325 + 0,0725)}{0,325} = 780510N,$$

$$R_2 = -R_{ay} + R_1 + R_{by} = -539715 + 780510 + 539715 = 780510N.$$



Obr. 15 Schéma reakcí na čepu a náboji



Obr. 16 Schéma reakcí na čepu

5.3 Návrh a kontrola čepu

Popis čepu jak jsem ho navrhl je v kapitole 5. Na základě vypočteného zatížení bylo nutné navrhnout optimální průměr čepu. K tomuto účelu jsem použil výpočtový software MITCalc, v jeho zkušební verzi, která je zdarma ke stažení na internetových stránkách zastoupení fy. MITCalc.

S ohledem na návrh kluzných ložisek, průměru náboje a s tím související rozměry celého naklápení jsem navrhl průměr čepu 150mm. Výstupní formulář pevnostní kontroly pomocí programu MITCalc je uveden v příloze.

Tento formulář obsahuje :

- zadání výpočtu-rozměry, síly
- statické hodnoty profilu
- výsledky výpočtu-maximální hodnota napětí, reakce v podporách a graficky znázorněné průběhy ohybového napětí, ohybového momentu a průhybu čepu

Hodnota maxima ohybového napětí ($\sigma_o=118,1\text{MPa}$) pro ocel 11523.1 je hluboko pod úrovní dovoleného napětí v ohybu vypočteného v kapitole 5.1.1.1. Navržený průměr čepu tedy s rezervou vyhovuje.

5.4 Návrh a kontrola kluzných ložisek náboje

V kapitole 5 jsem navrhl použití kluzných ložisek, materiálů uvedených kapitole 5.1. U kluzných ložisek je důležitá hodnota měrného tlaku. Ten by neměl překročit dovolenou hodnotu. Navrhuji tedy ložisko svinuté z páskového polotovaru cínového bronzu CuSn8 423018 5mm silného. Průměr ložiska je vázán na navržený průměr čepu, viz. kapitola 5.3. Šířka ložiska je 120mm. Ložiska zachycují reakční síly R1 a R2, vypočtené v kapitole 5.2.5.

Je-li :

průměr čepu otáčení..... $D=150\text{mm}$,
šířka ložiska..... $k=120\text{mm}$,
dovolený tlak..... $p_d=50\text{MPa}$,
reakce zatěžující ložisko..... $R1=780510\text{N}$,
průmět plochy ložiska..... S ,

pak

$$p = \frac{R1}{S},$$

$$S = d \cdot k = 150 \cdot 120 = 18000 \text{ mm}^2,$$

$$p = \frac{780510}{18000} = 43,4 \text{ MPa},$$

$$p < p_d.$$

Kontrola měrného tlaku vyhovuje.

5.5 Návrh hydraulických komponent

Pro naklápění bylo nutné zvolit vhodný hydraulický válec. Společnost TRIGA-MF spol. s r.o. má dobré zkušenosti s hydraulickými komponenty firem Parker, které mají optimální poměr kvality a ceny.

Další výrobci jsou :

- Bosch Rexroth – kvalitní provedení, vyšší cena
- Hydrauli CS – český výrobce, nižší cena

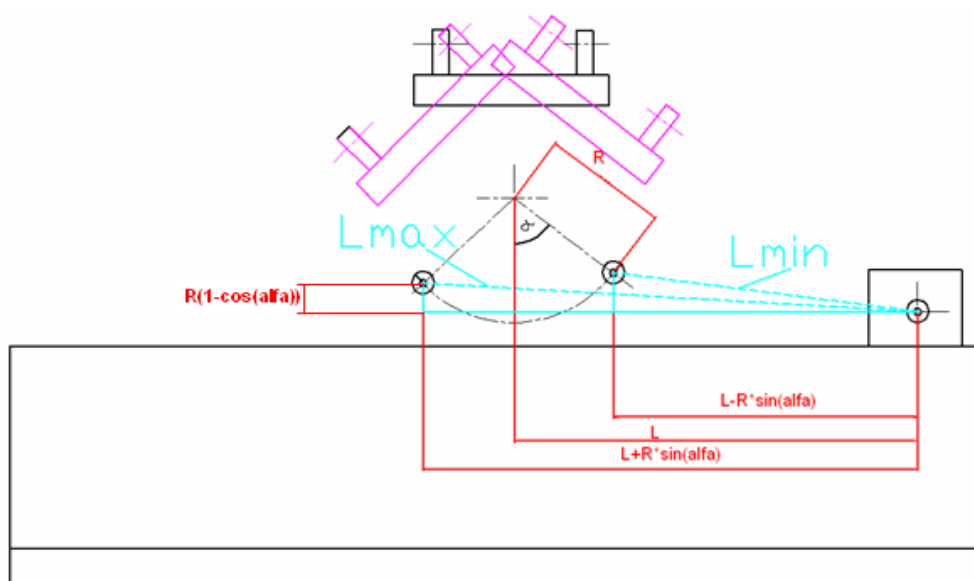
V kapitole 5 navrhuji a zdůvodňuji použití dvou hydraulických válců, v kapitole 5.3.2 jsem vypočetl sílu potřebnou k vyklonění lžice $F_s = 52146 \text{ N}$. Budu tedy uvažovat, že se na tuto sílu složí dva hydraulické válce-jeden svou vysouvací a druhý zasouvací silou.

Z katalogu fy. Parker jsem na základě tabulky základních parametrů uvedené v příloze, vybral následující hydraulický válec – Parker MWA 250 B2 50/32 350, jehož parametry jsou :

- pracovní tlak 250 bar - řada MWA
- provedení koncových ok B2 s možností výkyvu 8°
- průměr pístu/pístní tyče 50/32mm
- pracovní zdvih 350mm
- síla vysunutí F_v / zasunutí F_z - 48150/28430 N

Součet sil pro vysunutí a zasunutí je 76580N, což je síla s rezervou větší než síla F_s .

Volba délky zdvihu vychází z kinematického schématu na obr. 17.



Obr. 17 Kinematické schéma naklápění

Je-li :

délka hydraulického válce ve střední poloze..... $L=0,8\text{ m}$,

délka páky naklápění..... $R=0,25\text{ m}$,

pak

$$L_{\min} = \sqrt{(R \cdot (1 - \cos \alpha))^2 + (L - R \cdot \sin \alpha)^2} = 0,63\text{m},$$

$$L_{\max} = \sqrt{(R \cdot (1 - \cos \alpha))^2 + (L + R \cdot \sin \alpha)^2} = 0,98\text{m},$$

$$Zdvih = L_{\max} - L_{\min} = 0,35\text{m}.$$

Vzdálenost $L=0,8\text{m}$ je volena s ohledem na nejmenší šířkovou variantu (1,8m) a to tak, že osa uchycení hydraulického válce na korpusu lžice bude minimálně 100mm od boku lžice.

V kapitole 5 jsem zmínil nutnost použití hydraulického zámku, navrhuji použít typ V0030 – VBPDE 1/2“ L od výrobce Hydrocom spol. s.r.o. Zámek je určen pro průtoky do 50 lpm a tlaky do 350 bar. Ke každému z hydraulickému válci bude náležet jeden hydraulický zámek, propojení bude hydraulickými hadicemi. Zapojení bude paralelní. Proto bude nutné použít ještě rozbočovač/slučovač průtoku. Navrhuji použití ohebných hadic s koncovkami se závitem 1/2“.

5.6 Návrh a kontrola čepů uchycení hydraulických válců

Průměr čepu uchycení hydraulického válce je dán průměrem oka na hydraulickém válci, což je u výše zvoleného typu 32mm. Považuji za nutné zkontrolovat čep z hlediska otláčení s čímž souvisí volba šířky uchycení – dvojice ok přivařených na korpus lžice. Zvolil jsem výpalek z materiálu 11523.1 tloušťky 15mm. Kontrola čepu na stříh není nezbytně nutná, neboť výrobce hydraulického válce pravděpodobně navrhl takový průměr oka čepu aby s rezervou vydržel sílu od válce.

Je-li :

průměr čepu uchycení hydraulického válce..... $d_{\text{c}} = 32\text{mm}$,

tloušťka plechu úchytného oka..... $t = 15\text{mm}$,

dovolené napětí v tlaku pro střídavý charakter namáhání..... $p_d = 95\text{Mpa}$,

pak

$$p = \frac{F_v}{S},$$

$$S = d_{\text{c}} \cdot 2t = 32 \cdot (2 \cdot 15) = 960\text{mm}^2,$$

$$p = \frac{48150}{960} = 50,2\text{MPa},$$

$$p < p_d.$$

Navržená tloušťka přivařeného oka s rezervou vyhovuje.

Čep bude vyroben soustružením z polotovaru kruhové tyče o průměru $D=38\text{mm}$, z materiálu 11523.1. Na jednom konci bude mít čep osazení pro přivaření příložky, pomocí které se zajistí k oku přivařenému ke korpusu lžice.

Čep pro připojení ok hydraulických válců k páce naklápění bude stejné koncepce. Zde bude čep procházet třemi otvory v páce naklápění, a současně dvěma oky hydraulických válců.

Je-li :

průměr čepu uchycení hydraulického válce..... $d_{\text{c}} = 32\text{mm}$,

tloušťka plechu páky naklápění..... $t = 25\text{mm}$,

pak

$$p = \frac{F_v + F_z}{S},$$

$$S = d \cdot 3t = 32 \cdot (3 \cdot 25) = 2400 \text{ mm}^2,$$

$$p = \frac{48150 + 28430}{2400} = 31,9 \text{ MPa},$$

$$p < p_d.$$

Kontrola na otláčení vyhovuje.

5.7 Návrh a kontrola svarových spojů

Svaření jednotlivých dílů navrhuji koutovými svary. Kritickými svary z hlediska dostatečného průřezu jsou :

- přivaření konzolí ke korpusu lžice
- přivaření žeber a pák k upínací desce

Výpočet provedu pro svar konzole s korpusem lžice. Zatížení svaru uvažuji jako statické. Ve skutečnosti bude charakter zatížení spíše míjivého charakteru, ale se značnou periodou. Navrhuji svar rozměru $a=10\text{mm}$, provedu jeho kontrolu.

Je li :

síla zatěžující svar ve směru kolmém k podélné ose svaru..... $R_{ay}=539715\text{N}$,
 charakteristický rozměr svaru..... $a=10\text{mm}$,
 délka svaru..... $l=785$,
 součinitel bezpečnosti..... $K=2$,
 dovolené napětí ve smyku..... $\tau_{s_{DOV}} = 138\text{MPa}$,
 napětí ve svaru..... τ_{\perp} ,
 pak

$$\tau_{\perp} = \frac{R_{ay}}{2 \cdot 0,7 \cdot a \cdot l} = \frac{539715}{2 \cdot 0,7 \cdot 10 \cdot 785} = 49,1 \text{ MPa},$$

$$\tau_{\perp} < \tau_{s_{DOV}},$$

$$K = \frac{\tau_{s_{DOV}}}{\tau_{\perp}} = 2,81.$$

Navržený svar vyhovuje s bezpečností 2,81.

Pro svar žeber a pák se základní deskou navrhuji také svar $a=10$. Uvažuji zatížení poloviny svarů(2 žebra, 1,5 páky) od síly R1. Z charakteru zatížení(moment od silové

dvojice R1-R2), který je zřejmý z obr. 15 bude druhá polovina svarů zatížena od síly R2, která má stejnou velikost, pouze opačný smysl.

Je li :

síla zatěžující svar ve směru kolmém k podélné ose svaru.....R1=780510N,

charakteristický rozměr svaru.....a=10mm,

délka svaru.....l=585,

počet svarů.....z=3.5,

součinitel bezpečnosti.....K,

dovolené napětí ve smyku..... $\tau_{s_{DOV}} = 138\text{MPa}$,

napětí ve svaru..... τ_{\perp} ,

pak

$$\tau_{\perp} = \frac{R1}{2 \cdot 0,7 \cdot z \cdot a \cdot l} = \frac{780510}{2 \cdot 0,7 \cdot 10 \cdot 3,5 \cdot 585} = 27,2\text{MPa},$$

$$\tau_{\perp} < \tau_{s_{DOV}} ,$$

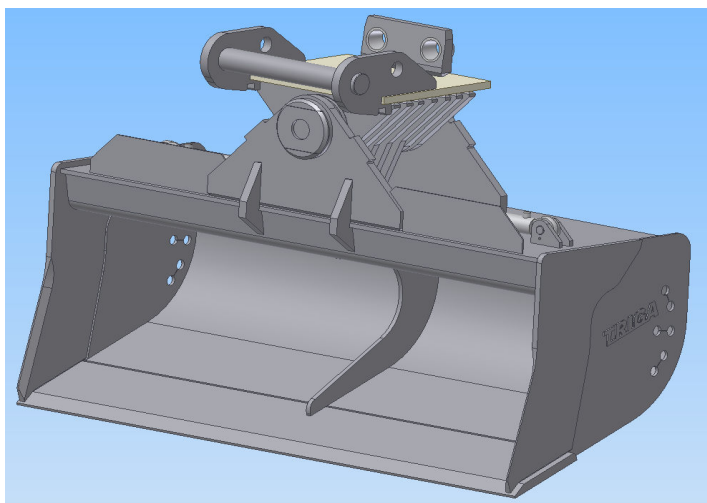
$$K = \frac{\tau_{s_{DOV}}}{\tau_{\perp}} = 5.$$

Navržený svar vyhovuje s bezpečností 5.

6 Tvorba 3D modelu

V dnešní době je běžné hojně využívat výpočetní techniky při návrhu, tvorbě výkresové dokumentace či pevnostních výpočtech. Postupoval jsem vždy od skicy tužkou na papír k vytvoření 3D modelu, který později posloužil jako vstupní soubor dat pro analýzu MKP i pro tvorbu výkresové dokumentace. Pro vytvoření 3D modelu (viz obr. 18) jsem použil rozšířené CAD systémy Autodesk Inventor 10 a ProEngineer Wildfire 3.

Společnost Triga – MF spol.s.r.o. mi poskytla 3D model korpusu lžíce a k ní náležící sestavu upínání v neutrálním formátu „.STEP“. Tento model jsem převedl do prostředí CAD systému Inventor a postupně vytvářel virtuální model naklápění.



Obr. 18 3D model svahovací lžíce s naklápěním SL10

7 Pevnostní analýzy užitím MKP

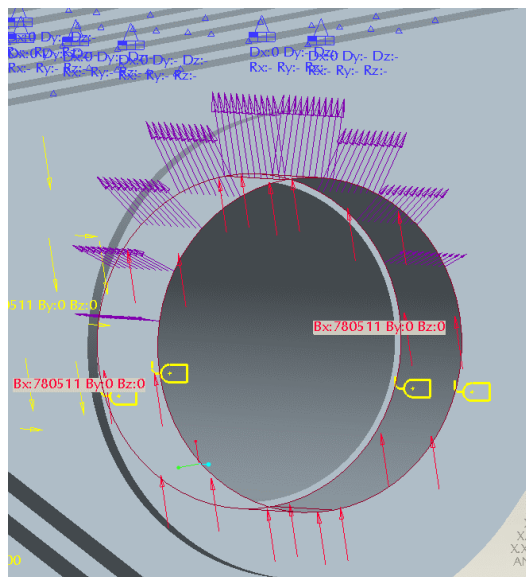
Pro pevnostní analýzu jsem použil software ProMechanica. Jedná se o sofistikovaný prostředek MKP, pracující na základě tzv. P-metody. Princip P-metody spočívá v tvorbě relativně hrubé geometrické sítě konečných prvků, jejichž počet se již nemění a prvky jsou během konvergence doplňovány o vyšší stupně konvergenčního polynomu. Prakticky lze dosáhnout až devátého stupně polynomu, v praxi se běžně používá do stupně šestého.

Pro co největší věrohodnost výsledků, je důležitá tzv. čistota geometrických dat. Jedná se zejména o průniky objemů, které mají velmi nepříznivé důsledky na

výsledky. Software ProMechanica jsem vybral kvůli jeho přímému napojení na CAD systém ProEngineer, což je předpoklad pro zachování čistoty geometrických dat. Zároveň lze snadno provádět úpravy na 3D modelu, na základě aktuálních výsledků MKP – provádět optimalizaci.

Všechny zadávané síly byly aplikovány na určitou plochu. Vybral jsem software ProMechanica pro své výpočty také proto, že umožňuje vhodně simulovat zatížení náboje od kroužku ložiska, jak je zřejmé z obr. 19.

Je nutné si uvědomit, že výsledky MKP jsou tím blíže realitě, čím je posuzovaná oblast dále od okrajových podmínek. Proto v blízkém okolí okrajových podmínek mohou hodnoty redukovaného napětí dosahovat nereálných hodnot.



Obr. 19 Simulace silových účinků od kroužku ložiska

7.1 Volba materiálových hodnot

Volba správných materiálových hodnot je pro výpočty MKP stejně zásadní jako správná volba okrajových podmínek. Běžné výpočtové systémy jako ProMechanica či Algor neumožňují zadat vlastnosti materiálu který byl např. tepelně ovlivněn v oblasti svaru, proto výpočtový model uvažují jako homogenní těleso se stejnými vlastnostmi v celém objemu.

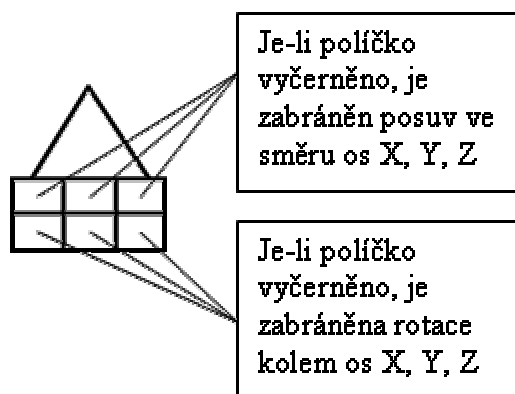
Zvolil jsem následující materiálové parametry odpovídající oceli 11523.1 :

- Modul pružnosti v tahu $E=206000$ MPa
- Poissonovo číslo $\mu=0,3$

7.2 Okrajové podmínky

Volba okrajových podmínek je další zásadní faktor ovlivňující výsledky pevnostní analýzy pomocí MKP. Mojí snahou bylo simulovat reálné podmínky při práci bagru z hlediska upnutí pracovního zařízení-lžíce. Navržené okrajové podmínky vycházejí ze schémat na obr. 14, 15, 16.

V prostředí programu ProMechanica je možné aplikovat okrajovou podmínku na plochu, křivku či bod. Každému takovému prvku je možno zabránit v posuvech ve směru os souřadného systému a rotacích kolem těchto os. Na obr. 23, 24, 41, 42 a 54 jsou okrajové podmínky vyznačeny pomocí symbolu uvedeného na obr. 20.

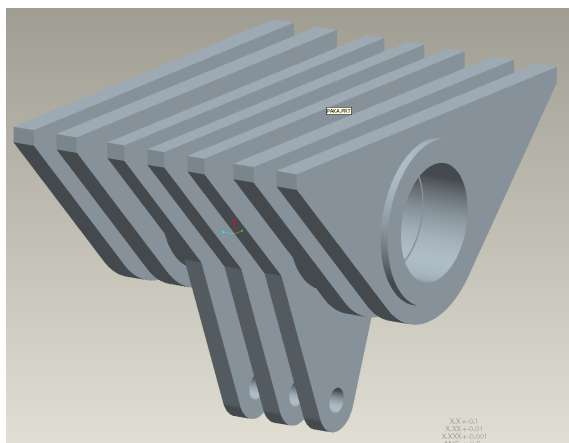


Obr. 20 Značení okrajových podmínek v prostředí ProMechanica

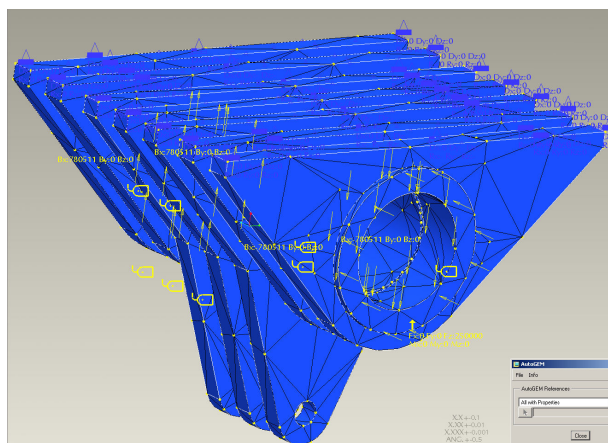
7.3 Pevnostní analýza svařence náboje

Podle výše uvedených zásad jsem provedl pevnostní analýzu svařence náboje. Okrajové podmínky mají simulovat uložení, jaké by odpovídalo skutečnosti. Žebra a páky naklápění jsou ve skutečnosti přivařeny k upínací desce po celém obvodu přiléhající plochy. Tento případ jsem nasimuloval zabráněním posuvu ve směru osy X (červený směr na osovém kříži) aplikovaným na příslušnou plochu – analogie opření o upínací desku, a zabráněním všech posuvů a rotací aplikovaných po obvodu příslušné plochy – analogie obvodového koutového svaru. Mezi jednotlivými díly je aplikována vazba „weld“, která simuluje svar. Samotný svarový materiál není modelován.

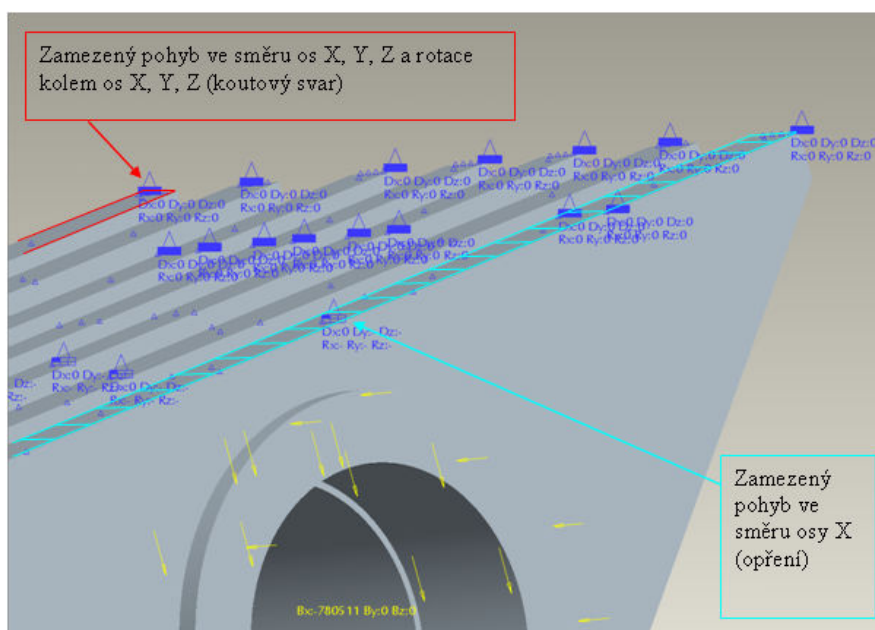
Silové zatížení je provedeno podle schématu na obr. 15 v kapitole 5.2.5, svařenec je tedy zatížen silami R1, R2 a R1x.



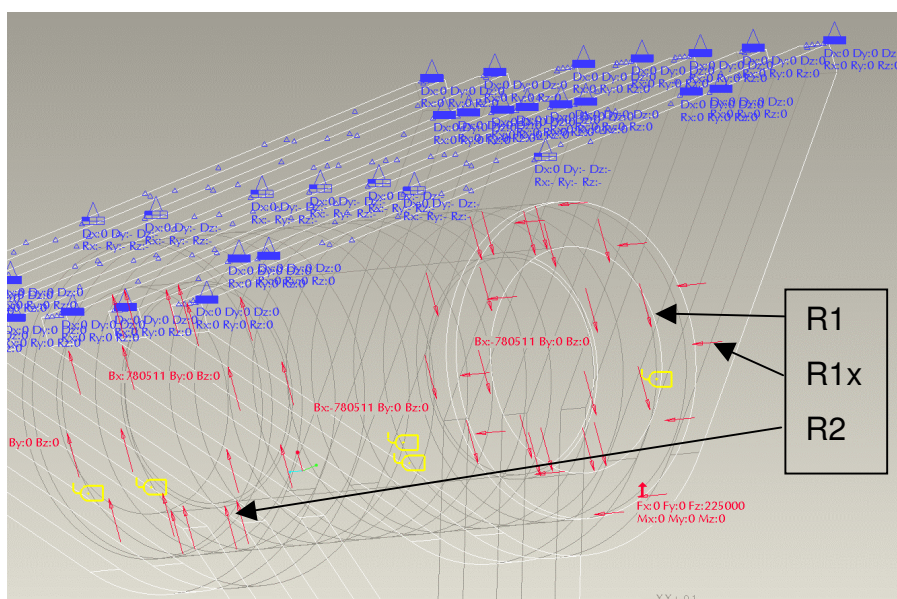
Obr. 21 3D model



Obr. 22 Sít' modelu svařence náboje



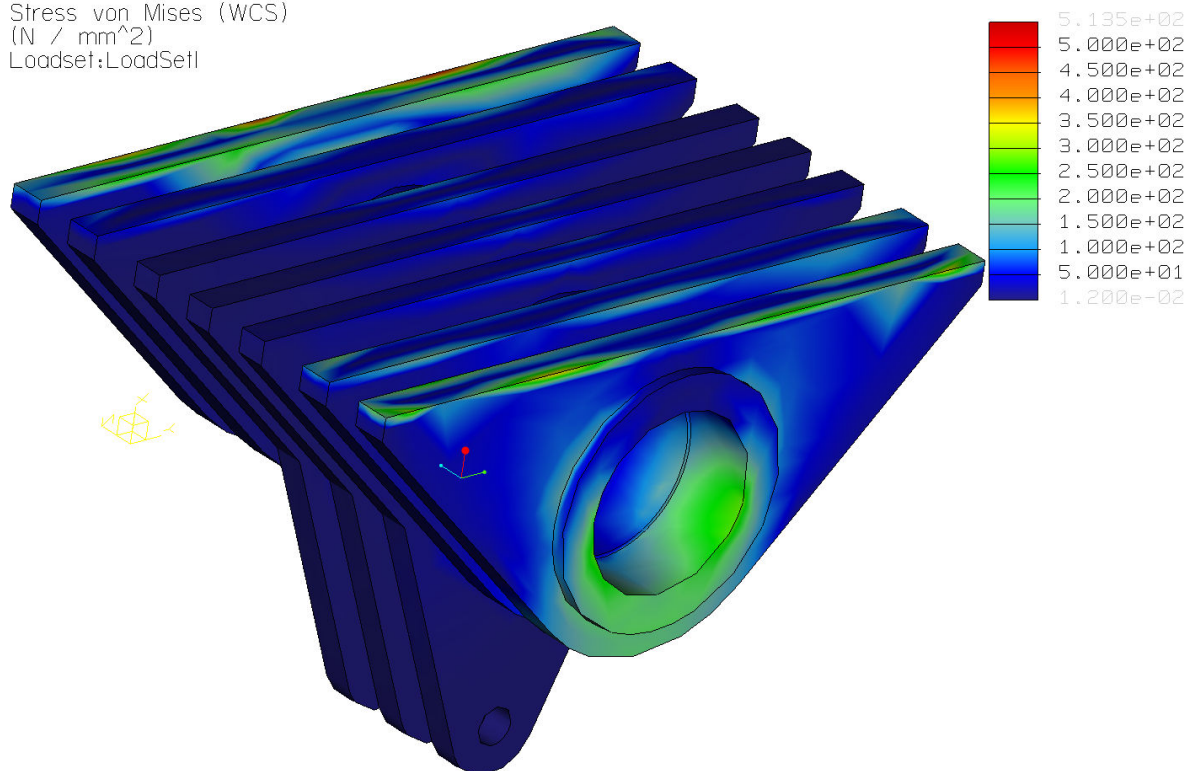
Obr. 23 Okrajové podmínky



Obr. 24 Silové zatížení

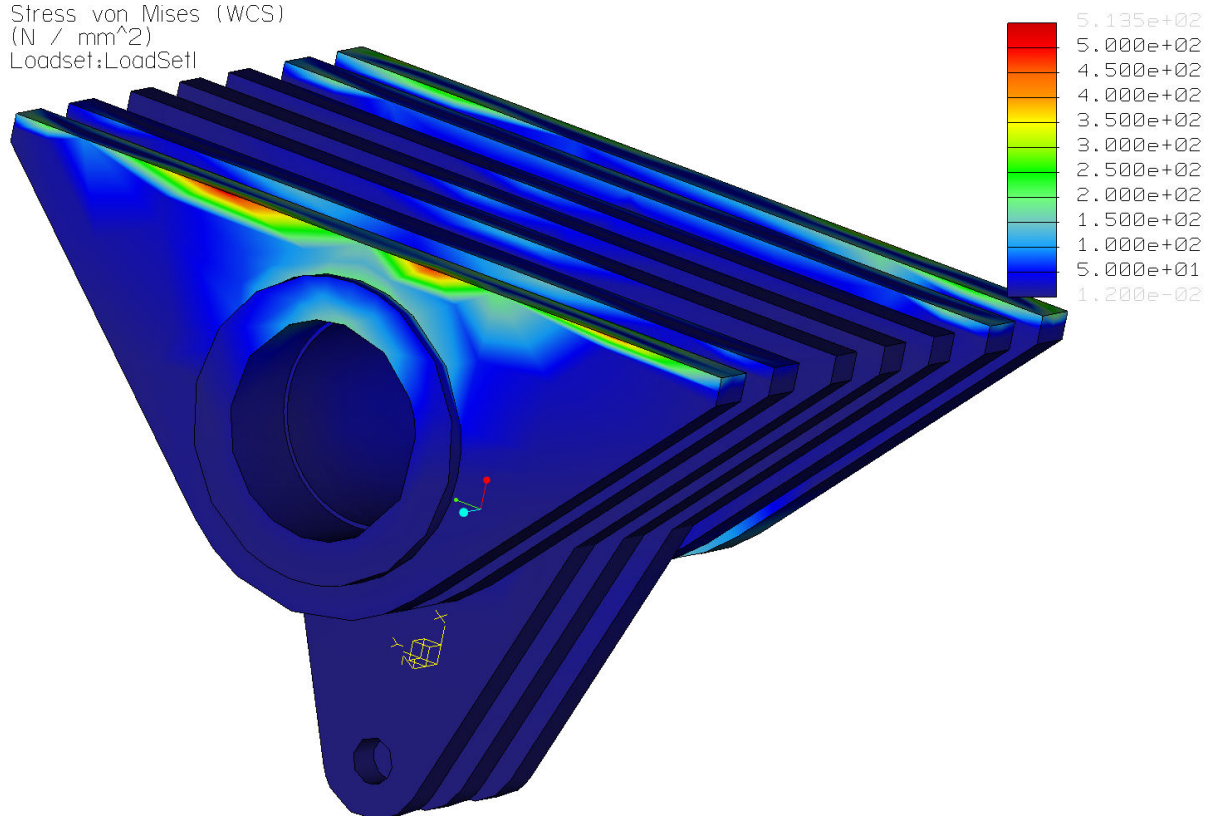
Výsledky :

Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

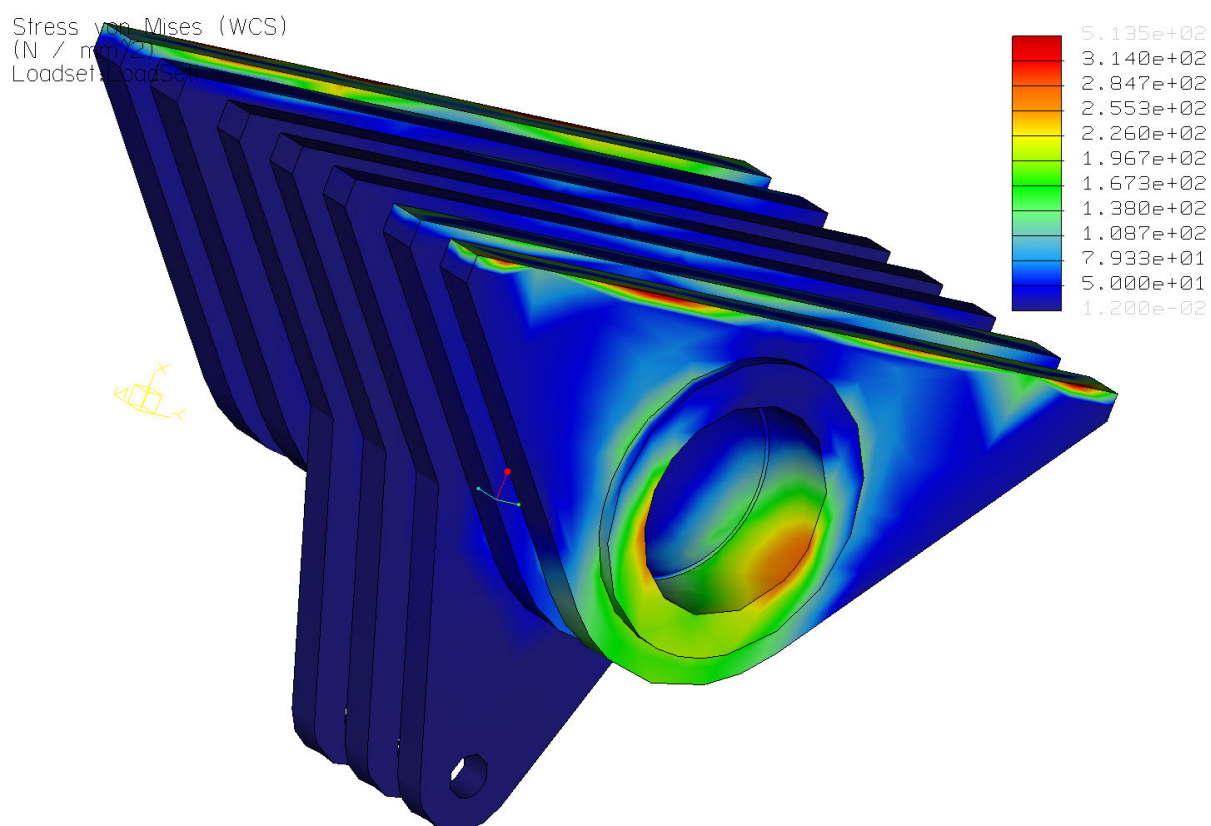


Obr. 25 Průběh redukovaného napětí(HMH)

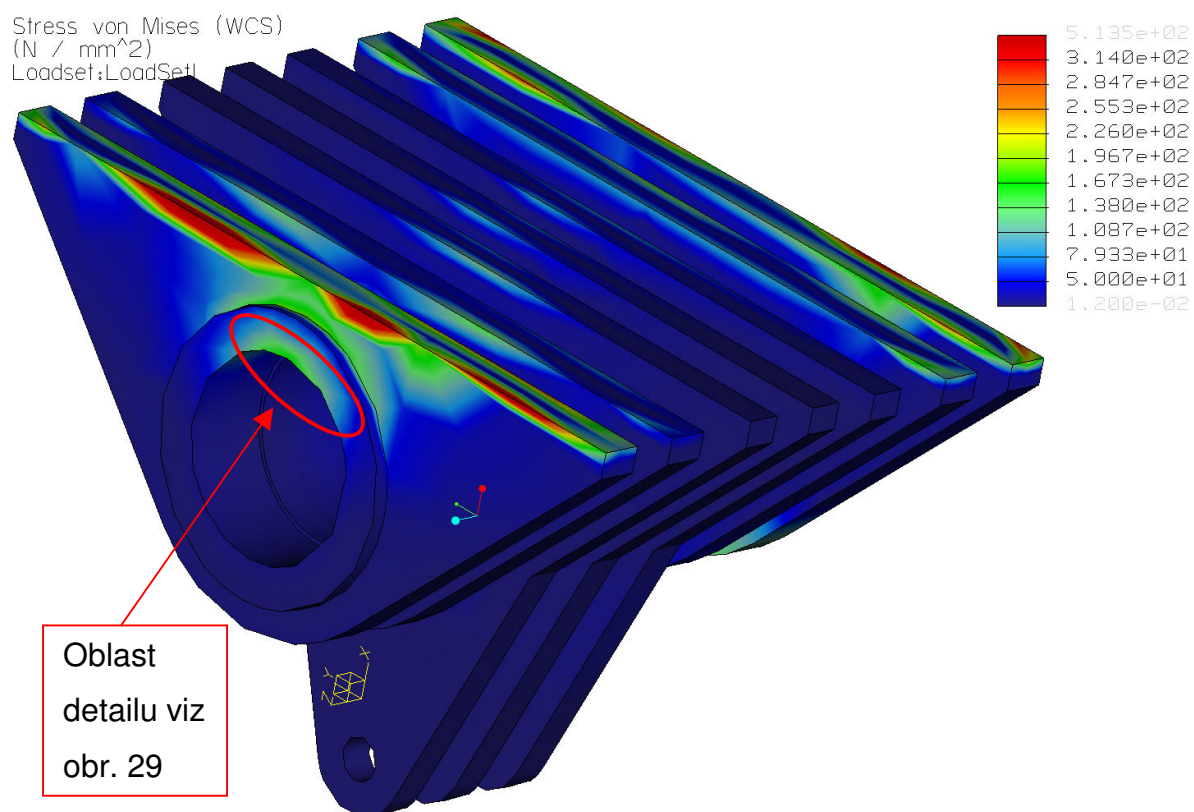
Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI



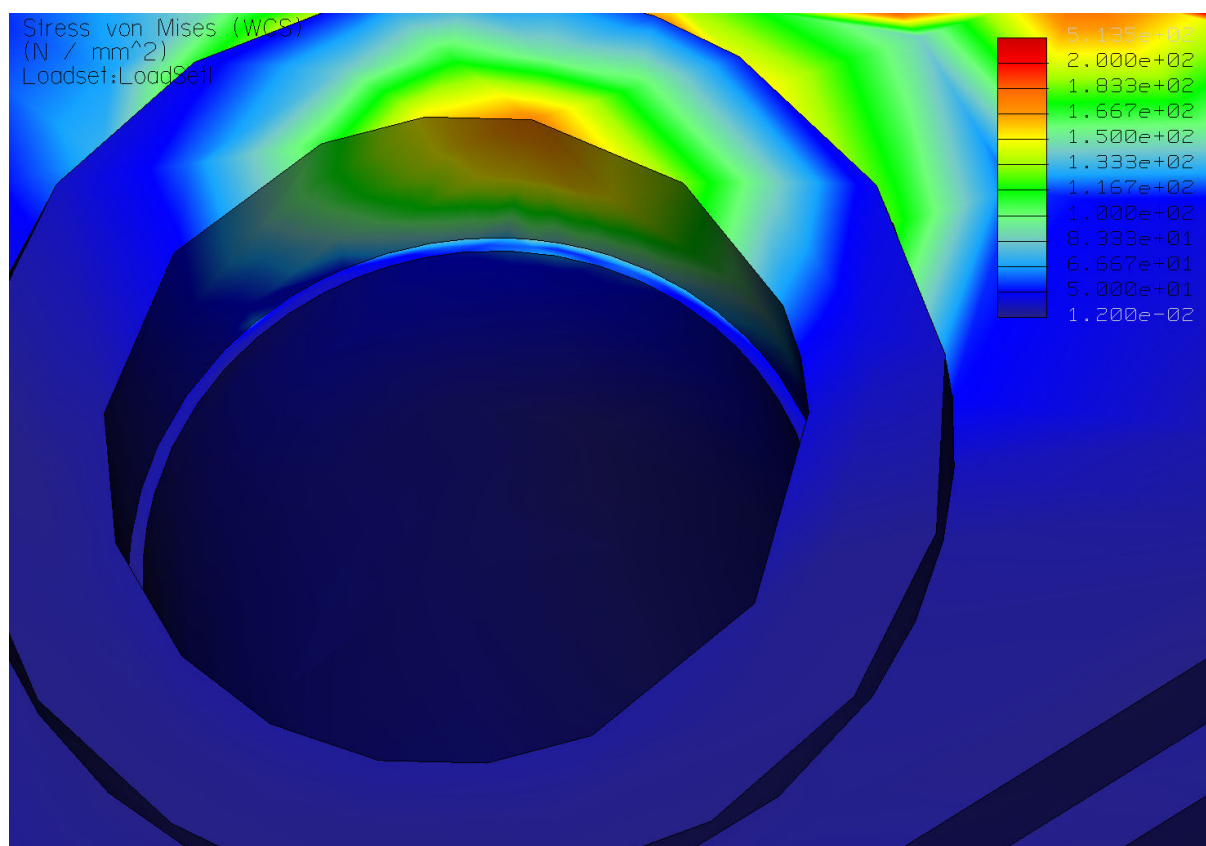
Obr. 26 Průběh redukovaného napětí(HMH)



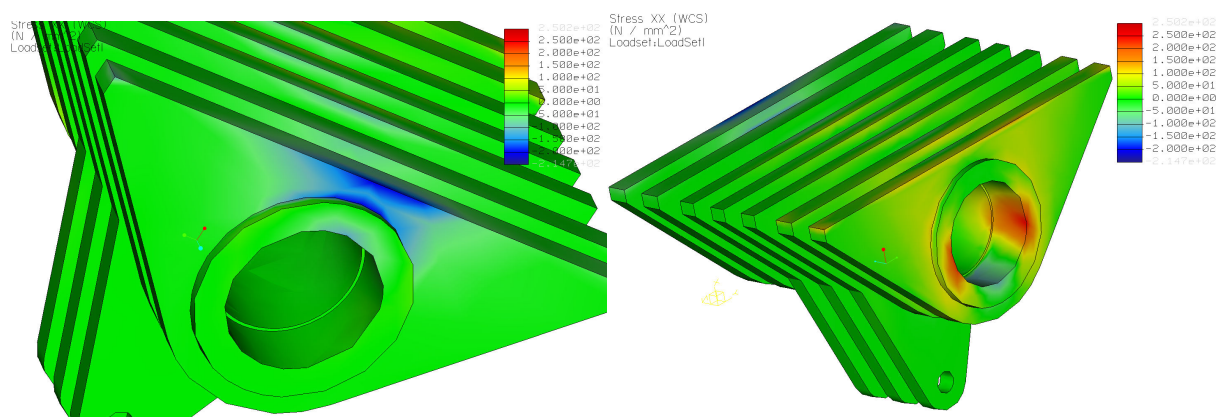
Obr. 27 Průběh redukovaného napětí(HMH) – stupnice do 314 MPa



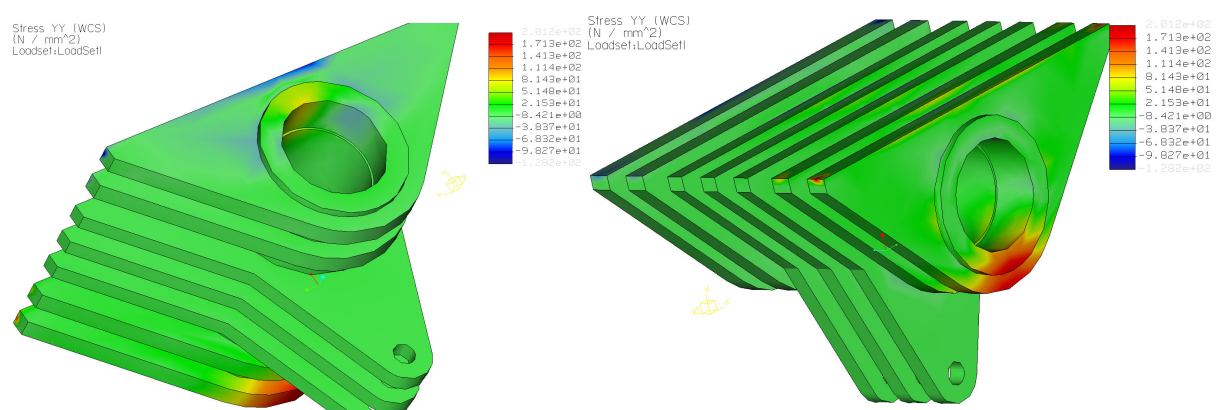
Obr. 28 Průběh redukovaného napětí(HMH) – stupnice do 314 MPa



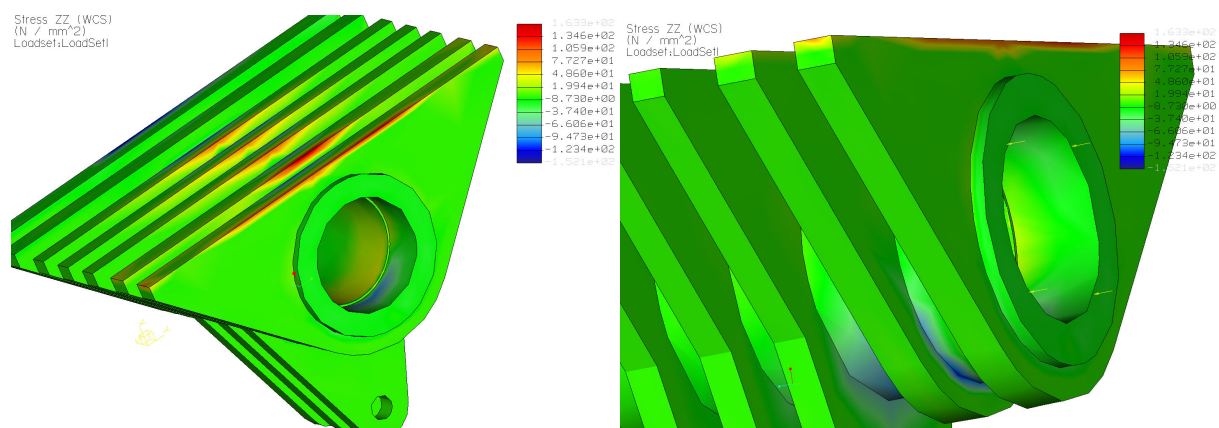
Obr. 29 Detail koncentrace napětí v uložení ložiska



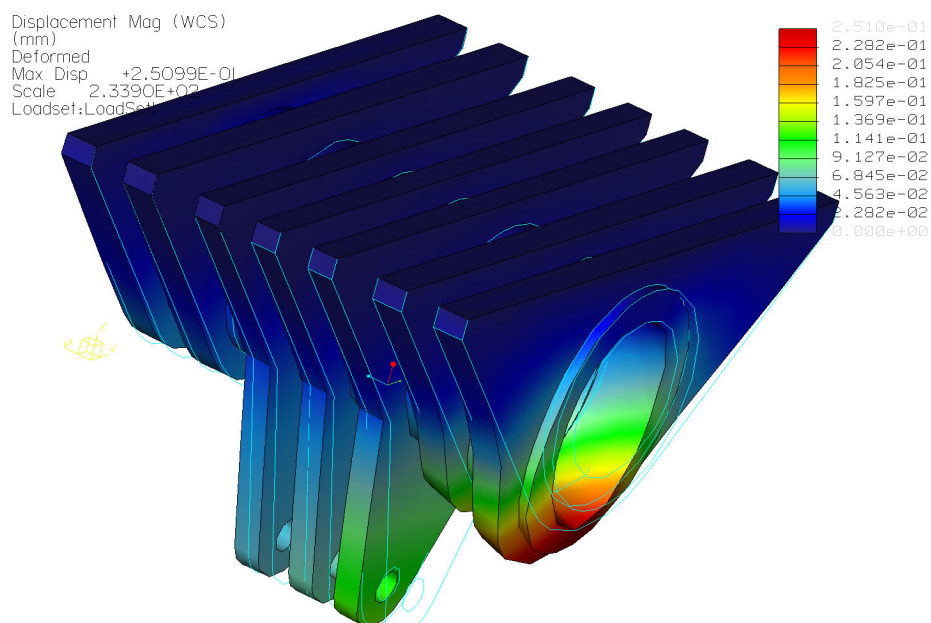
Obr. 30, 31 Průběh napětí ve směru osy X



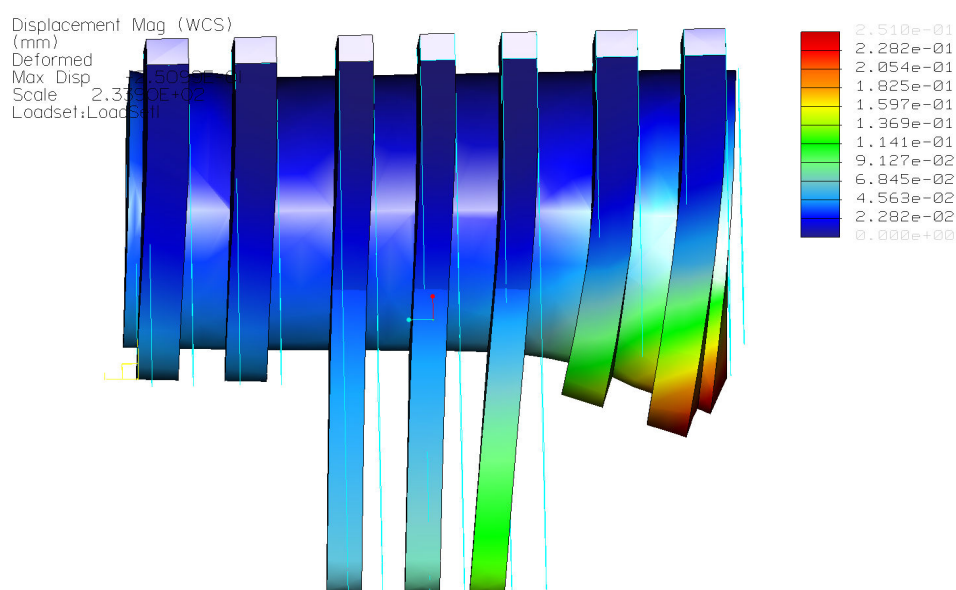
Obr. 32, 33 Průběh napětí ve směru osy Y



Obr. 34, 35 Průběh napětí ve směru osy Z



Obr. 36 Průběh deformace

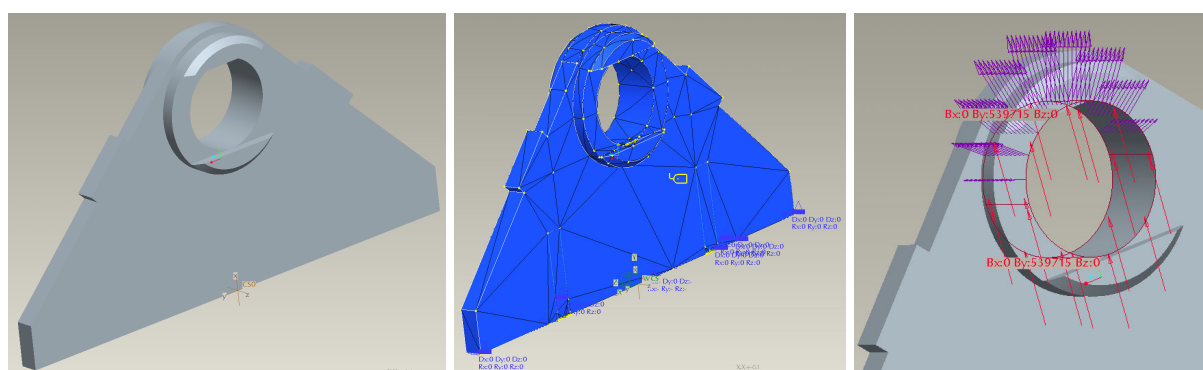


Obr. 37 Průběh deformace

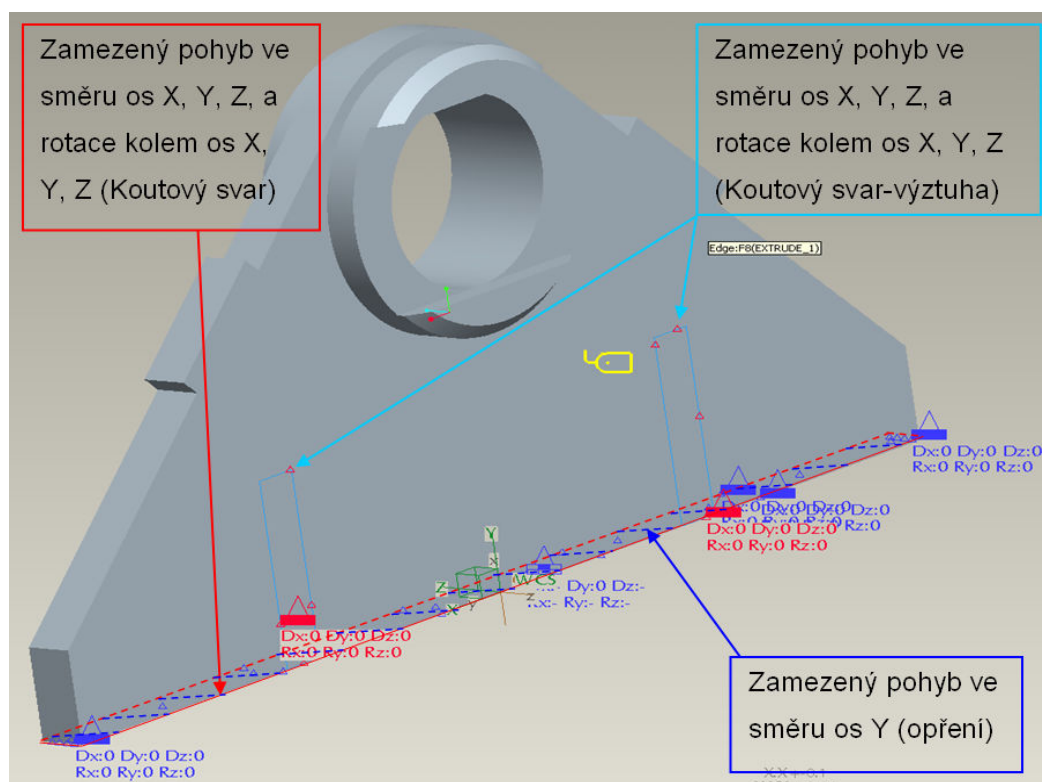
7.4 Pevnostní analýza konzolí

Pevnostní analýzu obou konzolí jsem provedl podle stejných zásad jako analýzu svařence náboje uvedenou v kap. 7.3. Konzole jsou přivařeny ke korpusu lžice po celém obvodu přiléhající plochy, jak je zřejmé z obr. 41 a 54. Konzola A je navíc opatřena výztuhami, které jsou simulovány okrajovými podmínkami (viz obr. 41).

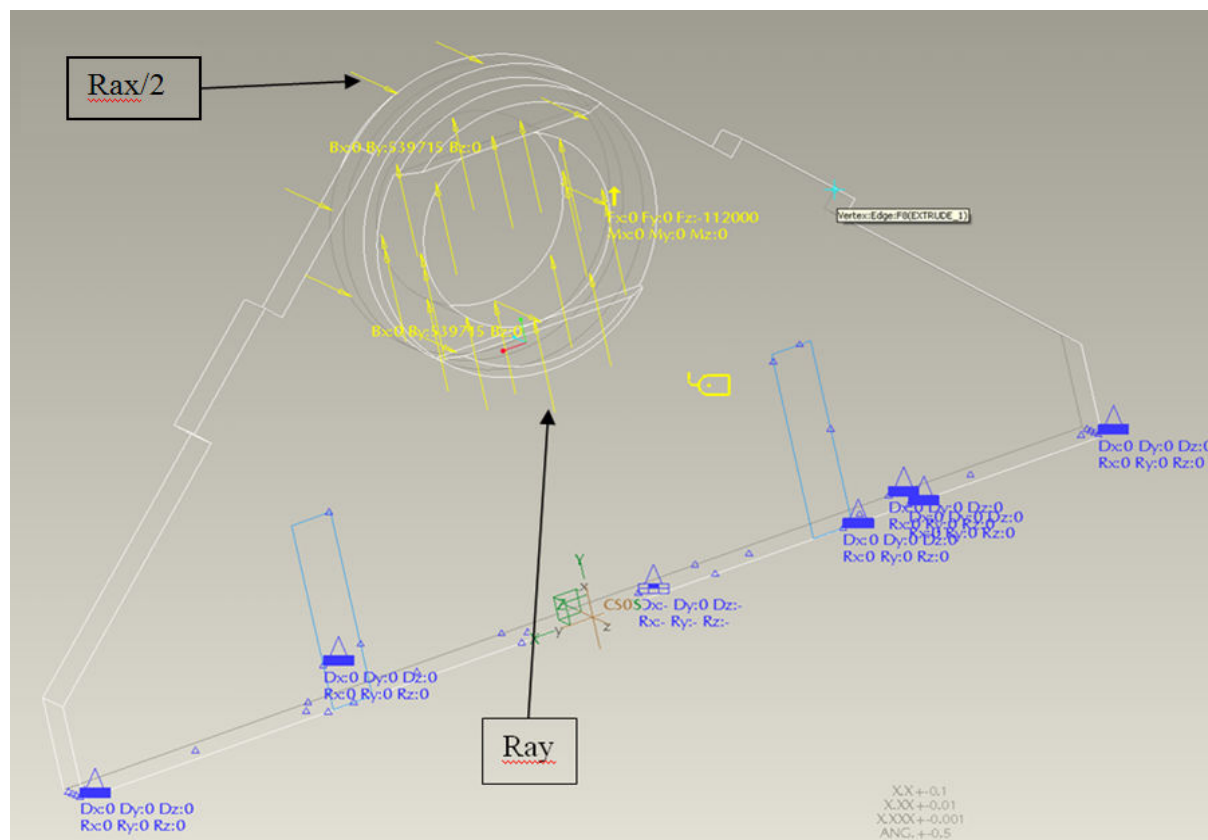
7.4.1 Konzola A



Obr. 38,39,40 3D model, síť modelu, simulace silových účinků od čepu otáčení



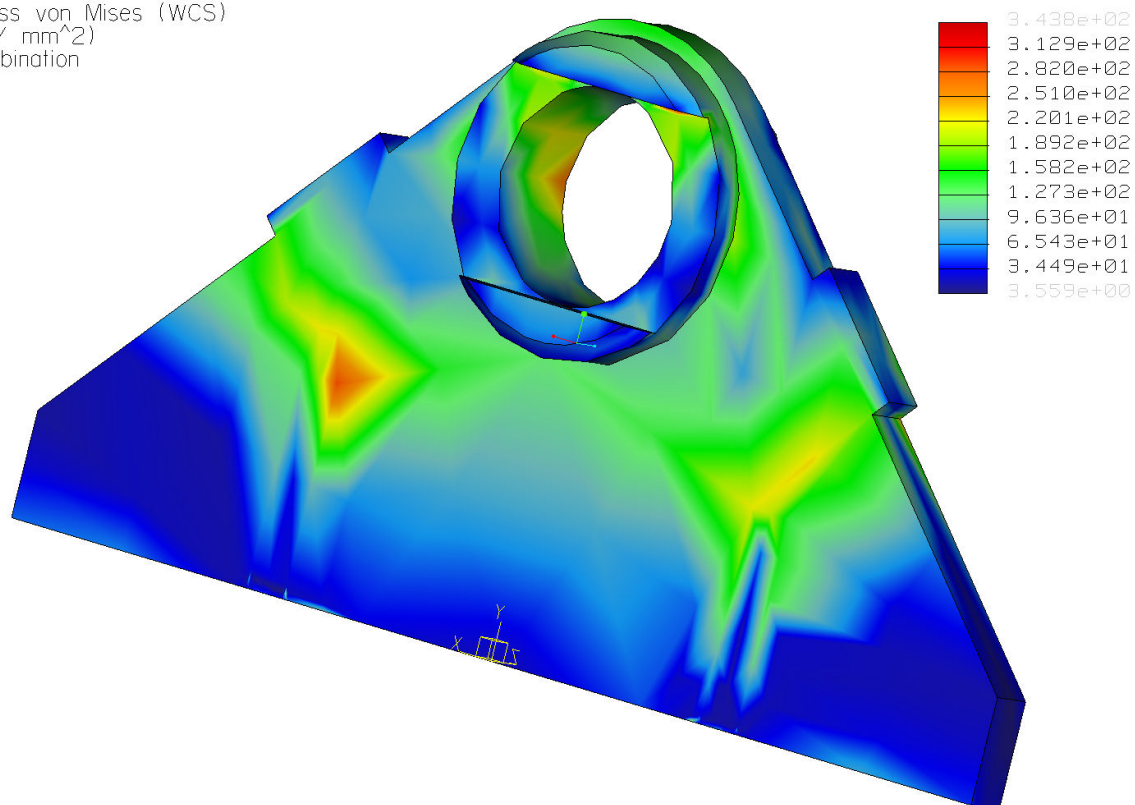
Obr. 41 Okrajové podmínky



Obr. 42 Silové zatížení

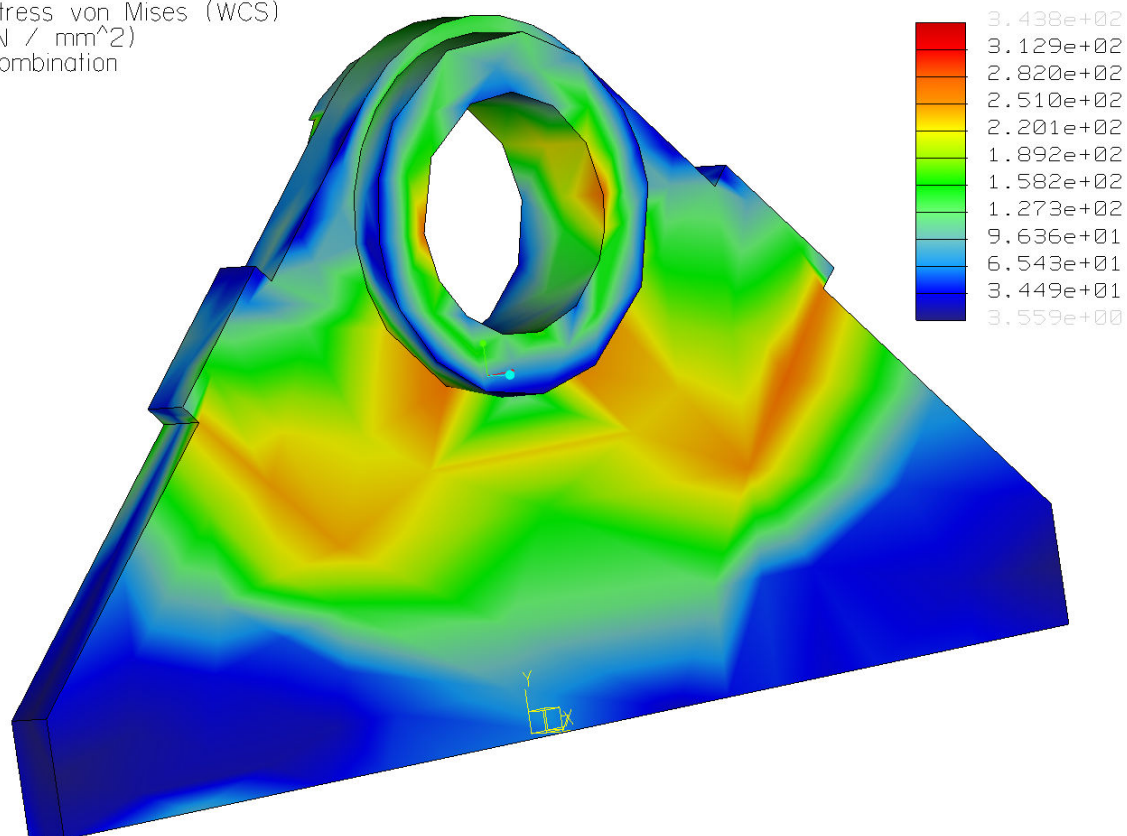
Výsledky :

Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Combination



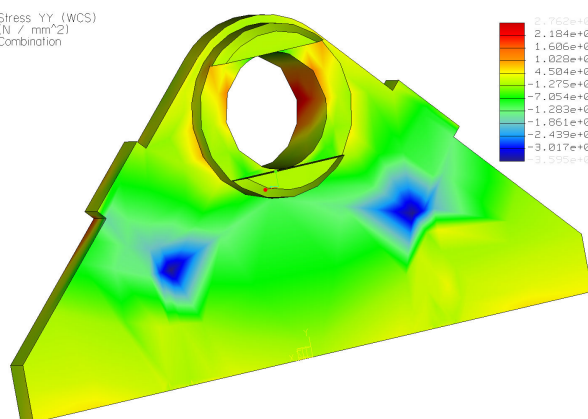
Obr. 43 Průběh redukovaného napětí(HMH)

Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Combination

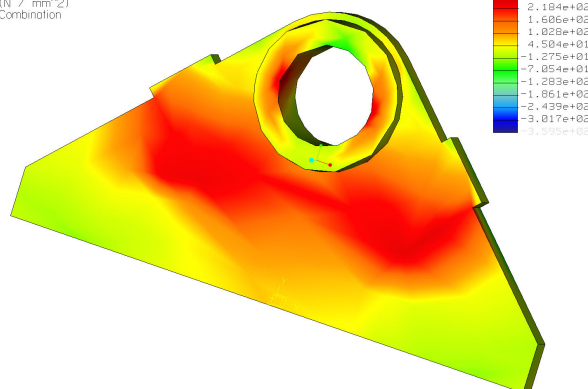


Obr. 44 Průběh redukovaného napětí(HMH)

Stress YY (WCS)
(N / mm²)
Combination

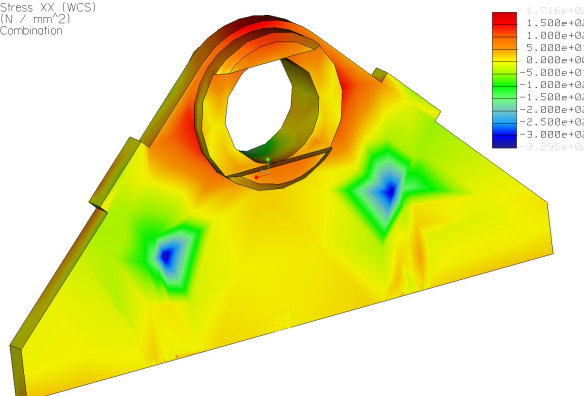


Stress YY (WCS)
(N / mm²)
Combination

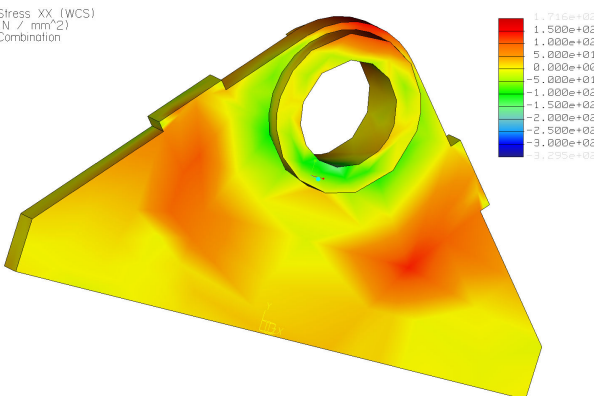


Obr. 45,46 Průběh napětí ve směru osy Y

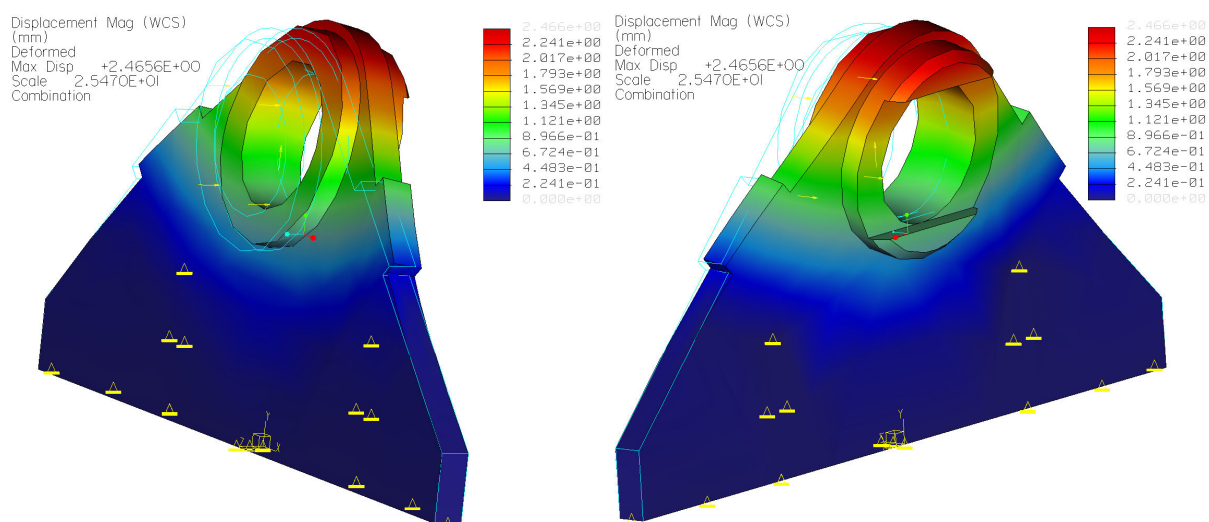
Stress XX (WCS)
(N / mm²)
Combination



Stress XX (WCS)
(N / mm²)
Combination

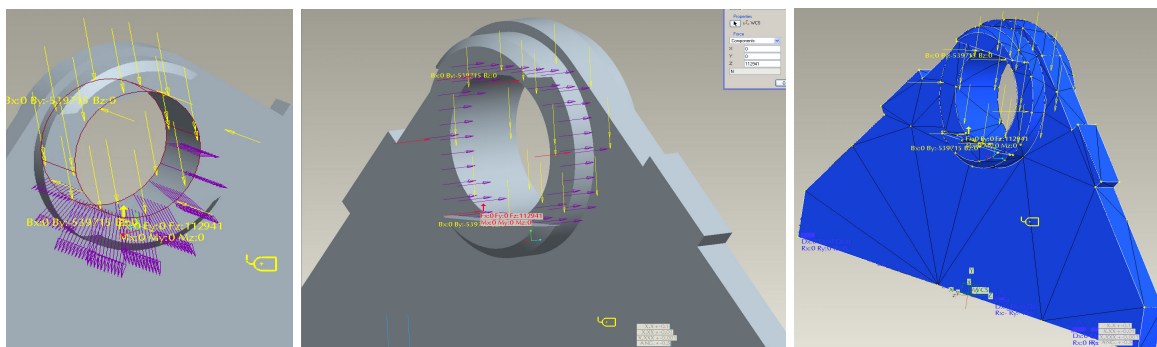


Obr. 47,48 Průběh napětí ve směru osy X

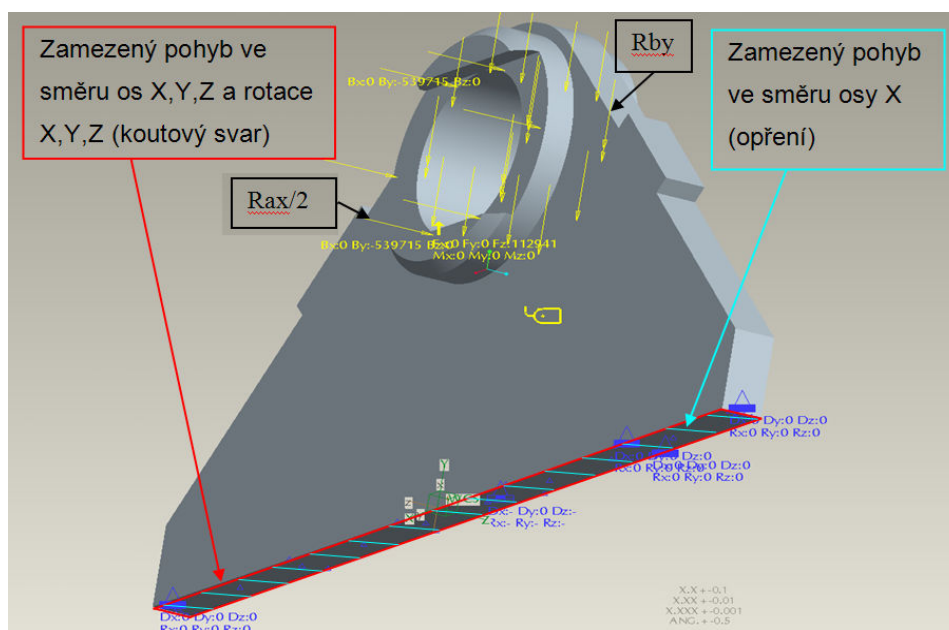


Obr. 49,50 Průběh deformace

7.4.2 Konzola B



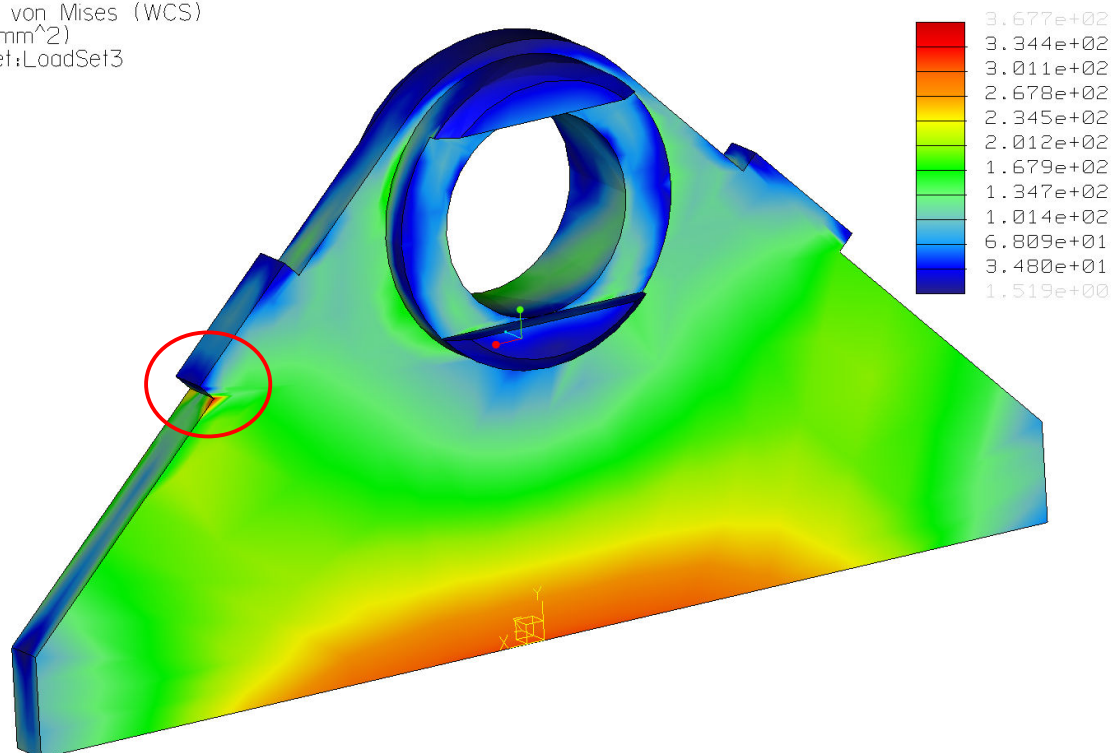
Obr. 51,52,53 Simulace zatížení od čepu, zatížení ve směru osy čepu, síť modelu



Obr. 54 Okrajové podmínky, silové zatížení

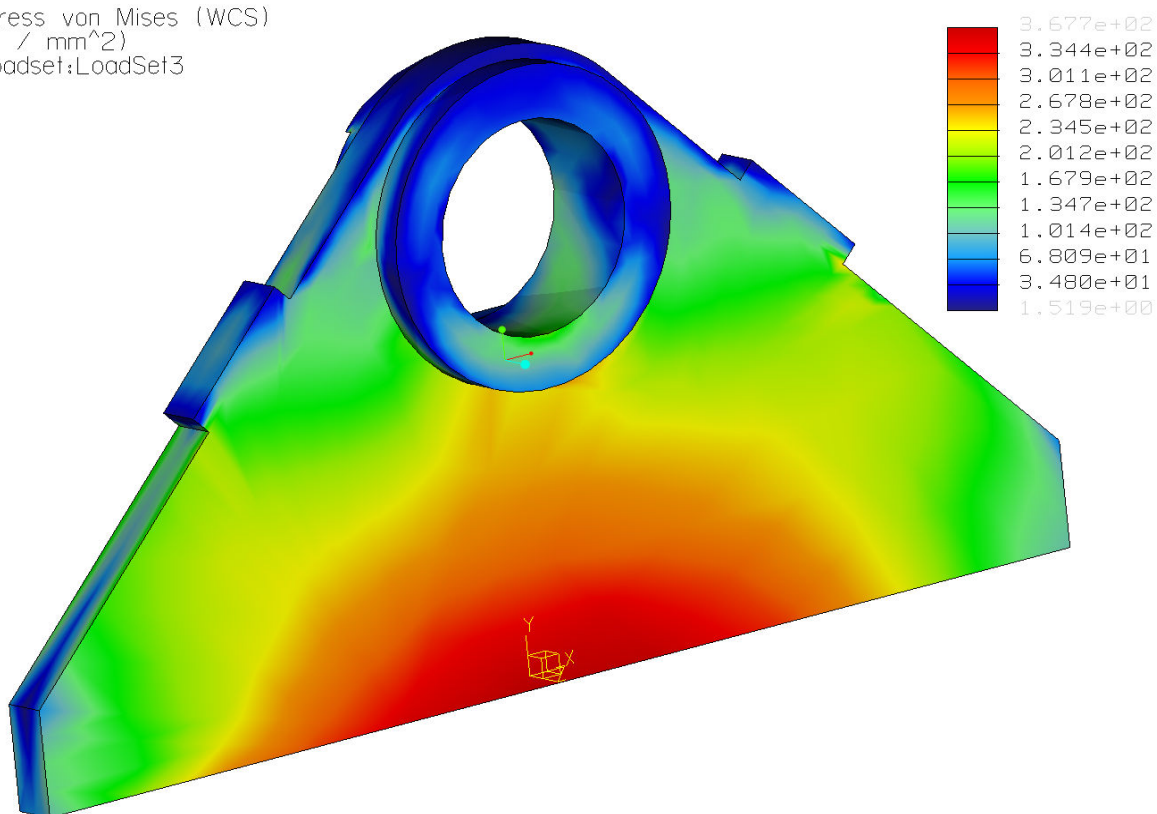
Výsledky :

Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Loadset:LoadSet3

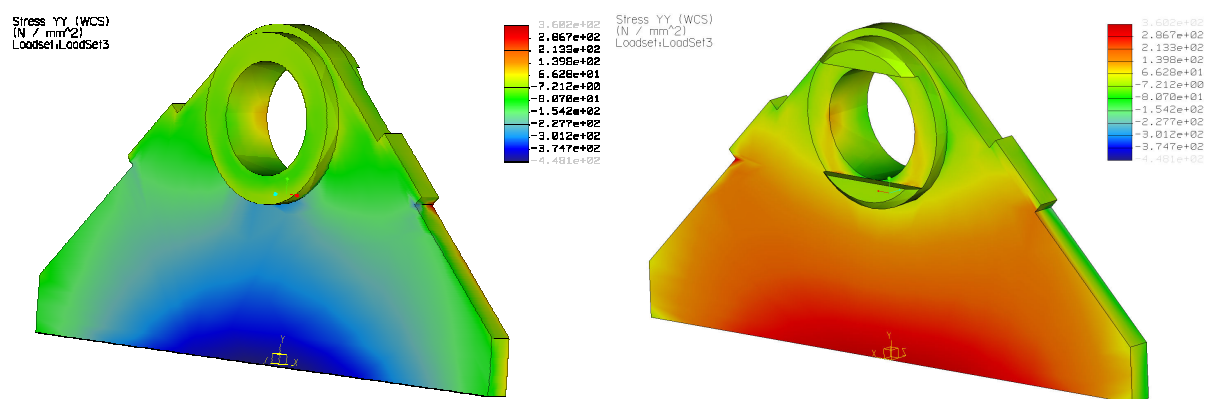


Obr. 55 Průběh redukovaného napětí(HMH)

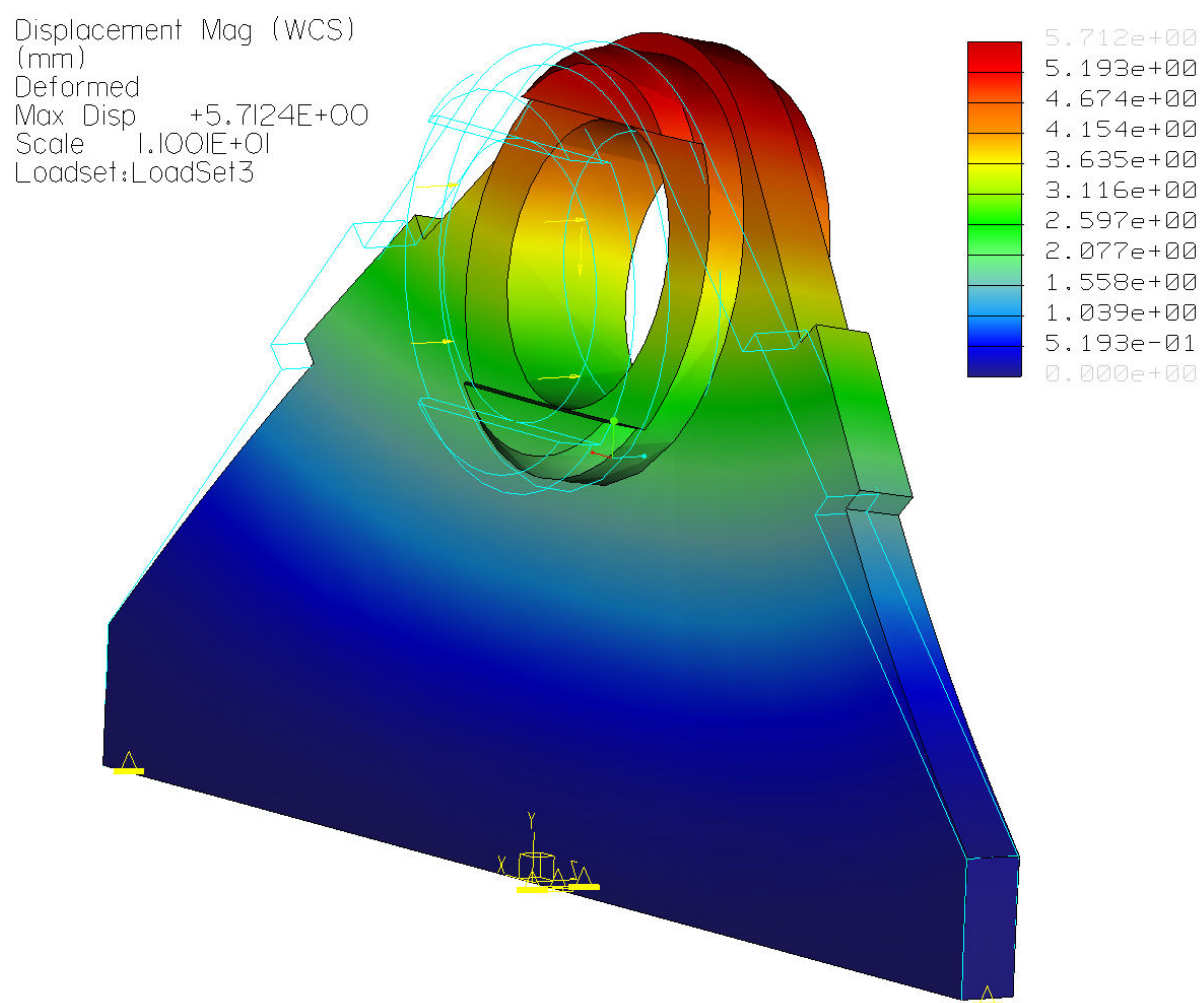
Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Loadset:LoadSet3



Obr. 56 Průběh redukovaného napětí(HMH)



Obr. 57,58 Průběh napětí ve směru osy Y



Obr. 59 Průběh deformace

Na obr. 55 je kroužkem označeno místo koncentrace napětí. Tomuto kritickému místu se lze snadno vyhnout zaoblením. Navrhl jsem zaoblení $R=5\text{mm}$.

8 Shrnutí výsledků

Všechny součásti které jsem uvedl jako důležité v kap. 5.2.3 byly podrobeny výpočtu případně kontrole. Provedl jsem kontrolu čepů uchycení hydraulických válců, návrh průměru čepu otáčení byl proveden za použití výpočtového programu MITCalc a tvarově komplikované součásti-sestavy jako konzole a svařenec náboje byly podrobeny analýze v systému MKP. Dále byl proveden návrh hlavních svarových spojů a rámcový návrh prvků hydraulického okruhu.

Zhodnocení výsledků uvedených v kap.7. Špičkové hodnoty napětí v okolí okrajových podmínek mohou vzniknout v důsledku mého zjednodušení úlohy proti skutečnému stavu. Okrajové podmínky neumožňují další deformaci. Ve skutečnosti se korpus lžíce i upínací deska deformují. Tyto deformace jsou u příslušenství zemních strojů zcela běžné.

Pevnostní analýzy posloužily zejména ke kontrole dílů z hlediska průběhu napětí a případnému odhalení nevhodných koncentrací napětí. Průběhy napětí jsou zobrazeny v hodnotách redukováného napětí dle hypotézy HMM, určeného z napětí ve třech na sebe kolmých směrech. Takto znázorněný průběh napětí nám však neřekne, jedná-li se o napětí tahové či tlakové. Proto jsou uvedeny i průběhy napětí hlavních osových směrech.

Pokud jde o posouzení bezpečnosti navržené konstrukce mechanismu naklápění vzhledem k meznímu stavu pružnosti, tak s výjimkou výše zmíněného okolí okrajových podmínek a místa vyznačeného na obr. 55 nebylo v průběhu napětí dosaženo meze kluzu.

9 Závěr

Cílem předkládané diplomové práce bylo vypracovat rešerši stavu svahovacích lžic, navrhnout a vybrat způsob naklápění a nakonec navrhnout samotnou konstrukci. Navržená konstrukce byla podrobena kontrolním výpočtům a byla pro ni vypracována výkresová dokumentace. V pozadí mé diplomové práce byla myšlenka na praktické využití výsledků ve společnosti Triga – MF, spol. s.r.o. Při řešení úkolu byl kladen důraz na maximální využití možností dnešní výpočetní techniky.

Seznam použité literatury

- [1] Stříž, B.: Pružnost a pevnost 1.díl, VŠST Liberec 1990
- [2] Pluhař, J., Koritta, J. a kol.: Strojírenské materiály, SNTL 1981
- [3] Vaněk, A.: Moderní strojní technika a technologie zemních prací, ACADEMIA 2003
- [4] Fiala, J.: Strojnické tabulky 1 materiály pro strojírenskou výrobu, SNTL 1987
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky, ALBRA 2006

Seznam použitých internetových stránek

www.bagry.cz

www.triga.cz

www.jcb.co.uk

www.komatsu.cz

www.p-z.cz

<http://cs.wikipedia.org>

www.mitcalc.com

www.hks-partner.com

Použitý software

Pro Engineer Wildfire 3, Parametric Technology Corporation

Pro Mechanica Wildfire 3, Parametric Technology Corporation

Inventor 10, Autodesk

MITCalc 1.40b

Seznam příloh

Příloha 1 : Tabulka základních parametrů

Příloha 2 : Cenová nabídka rotačních hydromotorů

Příloha 3 : Cenová nabídka přímočarých hydraulických válců

Příloha 4 : Formulář pevnostní kontroly čepu pomocí programu MITCalc

Seznam výkresové dokumentace

Brle	KVM – DP – 571 – 001
Krouzek 1	KVM – DP – 571 – 002
Krouzek 2	KVM – DP – 571 – 003
Cep 1	KVM – DP – 571 – 004
Cep 2	KVM – DP – 571 – 005
Prilozka 1	KVM – DP – 571 – 006
Zkladni deska	KVM – DP – 571 – 007
Zebro	KVM – DP – 571 – 008
Paka	KVM – DP – 571 – 009
Uchyt	KVM – DP – 571 – 010
Prilozka 2	KVM – DP – 571 – 011
Lozisko	KVM – DP – 571 – 012
Naboj	KVM – DP – 571 – 013
Kryt	KVM – DP – 571 – 014
Konzola	KVM – DP – 571 – 015
Cep otaceni	KVM – DP – 571 – 016
Vyztuha	KVM – DP – 571 – 017
Matice	KVM – DP – 571 – 018
SL10 naklapani	KVM – DP – 571 – 000
SL10 paka	KVM – DP – 571 – 100
SL10 lzice	KVM – DP – 571 – 200